

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE QUITO**

**CARRERA:**

**INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:**

**INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR  
CORTES DE ALIMENTOS EN FORMAS VARIADAS CON CAPACIDAD  
DE 20Kg/h, CON DOSIFICACIÓN CONTROLADA DESTINADA A LA  
INDUSTRIA ALIMENTICIA.**

**AUTORES:**

**DANILO SEBASTIÁN CAIZA**

**PAÚL ALEJANDRO SANGUÑA VÁSCONEZ**

**DOCENTE TUTOR:**

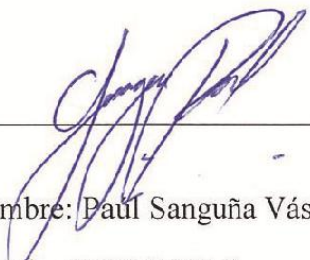
**RENÉ PATRICIO QUITIAQUEZ SARSOZA.**

**Quito, julio del 2016**

### **Cesión de derechos de autor.**

Nosotros Danilo Sebastián Caiza, con documento de identificación N 1716713712 y Paúl Alejandro Sanguña Vásquez, con documento de identificación N 1719704973, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR CORTES DE ALIMENTOS EN FORMAS VARIADAS CON CAPACIDAD DE 20KG/II, CON DOSIFICACIÓN CONTROLADA DESTINADA A LA INDUSTRIA ALIMENTICIA", mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



---

Nombre: Paúl Sanguña Vásquez.

Cédula: 171970497-3

Fecha: 27/07/2016



---

Nombre: Danilo Sebastián Caiza.

Cédula: 171671371-2

Fecha: 27/07/2016

**Declaratoria coautoría de tutor.**

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Proyecto Técnico, "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR CORTES DE ALIMENTOS EN FORMAS VARIADAS CON CAPACIDAD DE 20KG/H, CON DOSIFICACIÓN CONTROLADA DESTINADA A LA INDUSTRIA ALIMENTICIA", realizado por Danilo Sebastián Caiza, con documento de identificación N 171671371-2 y Paúl Alejandro Sanguña Vásquez, con documento de identificación N 171970497-3, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.

Quito, Julio del 2016



René Patricio Quitiaquez Sarsoza.

C I: 171059726-9

### **Agradecimiento.**

A Dios y a mis padres, por su apoyo incondicional y su motivación constante para finalizar las metas que me he propuesto. Gracias a su gran ejemplo y dedicación les dedico el presente proyecto técnico.

Paúl Sanguña Vásquez

### **Agradecimiento.**

El presente proyecto técnico está dedicado a Dios y a mi familia, por haberme apoyado incondicionalmente a lo largo de mi carrera, por ser mi fortaleza en los momentos de debilidad, por brindarme una vida llena de aprendizajes y experiencias.

A nuestro director de proyecto, Ingeniero Patricio Quitiaquez, por apoyar con sus conocimientos para que pueda terminar este proyecto con éxito.

Danilo Sebastián Caiza

## **Resumen.**

El diseño y la construcción del presente proyecto, se enfocan en optimizar el tiempo y garantizar el cumplimiento de las necesidades de la empresa a la que se va a ofrecer este servicio.

En la actualidad se observa en pequeñas y medianas empresas dedicadas al procesamiento y corte de alimentos, la necesidad de aplicar nuevas tecnologías en maquinarias destinadas a mejorar los procesos de corte, de esta manera optimizar el tiempo de trabajo, consecuentemente se genera mayor producción en menor tiempo.

El presente proyecto técnico inicia con el marco teórico que detalla los principales conceptos de los elementos constitutivos de la máquina cortadora de alimentos para la pequeña y mediana empresa. Utilizando el estudio comparativo se seleccionó la mejor alternativa que cumpla con los requerimientos planteados para el tipo de trabajo que va a realizar la máquina cortadora de alimentos.

Una vez analizado los criterios y seleccionado el material a utilizarse, se realizaron los cálculos estructurales, y el estudio de las partes principales de la máquina en función del rendimiento de la máquina y los esfuerzos a los que la máquina está sometida en su funcionamiento habitual.

Finalmente se generó el diseño de planos constructivos y las simulaciones necesarias para validar el correcto funcionamiento de las partes principales de la máquina, además se exponen conclusiones que confirman la solución del problema planteado.

**Palabras clave:** Proyecto técnico, diseño y construcción, cortes de alimentos, industria alimenticia, alimentos en formas variadas.

## **Abstract.**

The design and building of the present project are focused in optimizing the time and guarantee the fulfillment of the company's needs to which the service will be offered to.

Nowadays we can observe in small and medium size companies dedicated to the process and cutting of food, the need to apply new technology in machinery dedicated to better the cutting process, so we may optimize the time and consequently generating better production and in less amount of time.

The following project begins with the theoretical framework which describes the main concepts of the elements in a food cutting machine for small and medium sized companies. Using the comparative study was selected the best alternative which fulfills with the requirements set for the type of job to be done by the food cutting machine.

Once analyzed the criteria and having selected the materials to be used, we proceed with the structure calculations and a study of the main parts of the machine all in function to the machine's performance and the stress it will go through in its normal functions.

Finally, the diagnosis of blueprints are generated, necessary simulations to validate the right functioning of the machine's main components and some conclusions are exposed to confirm the given problem.

**Keywords:** Technical project, design and construction, cut of food, food industry, food in various forms.

## Índice.

<b>Introducción.</b> .....	1
<b>Descripción del problema.</b> .....	2
<b>Objetivos.</b> .....	3
<b>Capítulo1.</b> .....	4
1.1 Industria ecuatoriana.....	4
1.1.1 Reseña industrial en Ecuador.....	4
1.1.2 Características de la producción metal-mecánica en el Ecuador. ....	5
1.2 Elementos constitutivos de la máquina cortadora de alimentos. ....	6
1.2.1 Estructura. ....	7
1.2.1.1 Procesos de uniones en la estructura. ....	8
1.2.2 Material Aluminio.....	10
1.2.3 Juntas Atornilladas.....	11
1.2.4 Mecanismos. ....	12
1.2.4.1 Diseño de eje conductor.(Norma ANSI B106.IM-1986). ....	12
1.2.4.2 Resistencia a la fatiga. ....	13
1.2.4.3 Rodamientos.....	14
1.2.5 Actuadores .....	16
1.2.5.1 Cuchillas semi circulares y tipo rejilla. ....	16
1.2.5.2 Cilindros neumáticos.....	18
1.2.6 Motorreductor. ....	29
1.2.7 Dispositivos de control. ....	30
1.3 Clasificación de Máquinas.....	31
1.3.1 Rebanadoras.....	31



1.3.2 Cortadora en cubos. ....	31
1.4 Frutas y Verduras.....	32
1.4.1 Alimentos para cortar en diversas formas.....	33
1.4.2 Diagrama de flujo del proceso para realizar el corte. ....	35
1.4.3 Ventaja de la reducción de tamaño en el proceso de alimentos.....	35
1.4.4 Stress de los alimentos. ....	35
<b>Capítulo 2.....</b>	<b>38</b>
2.1 Cálculos aplicados en el diseño y construcción.....	38
2.1.1 Procedimiento práctico para determinar la fuerza experimental de corte. ....	38
2.1.2 Fuerza Experimental. ....	40
2.1.3 Diseño de cuchillas tipo rejilla y cuchilla de corte transversal.....	41
2.1.3.1Diseño de cuchilla de corte transversal.....	41
2.1.3.2 Diseño de cuchilla tipo rejilla. ....	46
2.1.4 Cálculo y selección del motorreductor. ....	57
2.1.4.1 Selección de revoluciones por minuto (RPM) . ....	57
2.1.4.2 Cálculo de potencia del motorreductor. ....	57
2.1.4.3 Selección del motorreductor. ....	57
2.1.5 Diseño del eje conductor.....	59
2.1.5.1 Análisis de reacciones producidas en el eje. ....	59
2.1.5.2 Corte de secciones para análisis de fuerzas cortantes y momentos. ...	61
2.1.5.3 Diseño de eje por teoría de falla a flexión y torsión. ....	65
2.1.5.4 Diseño de eje sometido a flexión y torsión. (Norma ANSI B106.IM-1985) .....	66
2.1.6 Selección de rodamiento.....	73
2.1.6.1 Factores de selección de rodamiento.....	73

2.1.7 Cálculos para la selección del actuador neumático. ....	77
2.1.7.1 Fuerza para la cámara de corte. ....	77
2.1.7.2 Fuerzas reales de avance y retroceso. ....	77
2.1.7.3 Pandeo con carga máxima. ....	78
2.1.8 Selección del compresor. ....	80
2.1.8.1 Caudal proporcionado por el compresor. ....	80
2.1.8.2 Capacidad del depósito. ....	80
2.1.8.3 Consumo de aire. ....	81
2.1.9 Especificación del procedimiento de soldadura. ....	82
2.1.9.1 Diseño de soldadura. ....	83
<b>Capítulo 3. ....</b>	<b>86</b>
3.1 Simulaciones y costos de maquinaria. ....	86
3.1.1 Simulaciones. ....	86
3.1.1.1 Simulación bastidor. ....	87
3.1.1.2 Eje principal. ....	89
3.1.1.3 Cuchilla tipo rejilla. ....	91
3.1.1.4 Cuchilla transversal. ....	93
3.1.1.5 Punzón con eje de acople. ....	95
3.1.2 Diagrama de accionamiento neumático. ....	97
3.1.3 Costos de máquina. ....	98
3.1.3.1 Valoración del sistema neumático. ....	99
3.1.3.2 Valoración del sistema mecánico. ....	100
3.1.3.3 Valoración del sistema eléctrico. ....	101
3.1.3.4 Valoración de insumos. ....	102
3.1.3.5 Valoración de hora/máquina. ....	103

3.1.3.6 Valoración de mano de obra. ....	104
3.1.3.7 Valoración final del proyecto técnico. ....	105
<b>Conclusiones.</b> .....	106
<b>Recomendaciones.</b> .....	107
<b>Referencias.</b> .....	108

## Índice de figuras.

<b>Figura 1.</b> Dobladora de tubos normalizada. ....	4
<b>Figura 2.</b> Cortadora convencional de alimentos.....	6
<b>Figura 3.</b> Plancha de acero inoxidable Dipac-Manta. ....	7
<b>Figura 4.</b> Proceso de soldadura en acero inoxidable.....	8
<b>Figura 5.</b> Proceso de soldadura SMAW.....	9
<b>Figura 6.</b> Proceso de soldadura TIG. ....	9
<b>Figura 7.</b> Presentación aleación de aluminio 3003. ....	10
<b>Figura 8.</b> Cargas radiales en rodamientos. ....	14
<b>Figura 9.</b> Cuchillas rectangulares tipo rejilla y cuchillas semi-circulares.....	16
<b>Figura 10.</b> Actuadores neumáticos FESTO.....	19
<b>Figura 11.</b> Partes de cilindro simple efecto. Simbología. ....	20
<b>Figura 12.</b> Partes de cilindro doble efecto. Simbología. ....	21
<b>Figura 13.</b> Verificación de cargas radiales.....	26
<b>Figura 14.</b> Máquina para rebanar productos alimenticios.....	31
<b>Figura 15.</b> Máquina cubicadora DiversaCut2110A. ....	31
<b>Figura 16.</b> Gráfico frutas.....	33
<b>Figura 17.</b> Distribución adecuada de productos.....	40
<b>Figura 18.</b> Dimensiones de cuchilla transversal.....	41
<b>Figura 19.</b> Espesor de cuchilla transversal.....	43
<b>Figura 20.</b> Espesor de cuchilla transversal(1.00mm).....	45
<b>Figura 21.</b> Dimensionamiento de cuchilla tipo rejilla.....	46
<b>Figura 22.</b> Dimensionamiento de espesor cuchilla tipo rejilla. (0.7mm).....	48
<b>Figura 23.</b> Reacciones en cuchilla tipo rejilla. ....	49
<b>Figura 24.</b> Corte de secciones para calcular esfuerzos cortantes y momentos. ....	50

<b>Figura 25.</b> Diagrama esfuerzos cortantes y diagrama de momentos.....	51
<b>Figura 26.</b> Selección y distribución de pernos allen (1/4"). .....	52
<b>Figura 27.</b> Distancias desde centroide hacia centro de perno seleccionado.....	54
<b>Figura 28.</b> Fuerzas que actúan sobre pernos acero inoxidable AISI 304(1/4").....	56
<b>Figura 29.</b> Reacciones generadas en el eje por carga estática.....	59
<b>Figura 30.</b> Valor de reacciones producidas en el eje por cargas estáticas. ....	60
<b>Figura 31.</b> Corte de secciones Ay B, esfuerzos cortantes y momentos. ....	61
<b>Figura 32.</b> Corte A, para determinar esfuerzos cortantes y momentos. ....	61
<b>Figura 33.</b> Corte sección B para determinar cortantes y momentos. ....	62
<b>Figura 34.</b> Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos generados en el eje.....	64
<b>Figura 35.</b> Diseño de eje conductor. ....	72
<b>Figura 36.</b> Esquema ubicación peso del motor. ....	84
<b>Figura 37.</b> Carga puntual 300N en ensamble de motor en bastidor.....	87
<b>Figura 38.</b> Desplazamiento con carga puntual 300N en ensamble de motor lado A. .....	88
<b>Figura 39.</b> Fuerza eje (x) con carga puntual 300N en ensamble de motor lado B...	88
<b>Figura 40.</b> Esfuerzo Von Mises con torque 32000 N.mm(momento).....	89
<b>Figura 41.</b> Desplazamiento con torque 32000N.mm (momento).....	90
<b>Figura 42.</b> Factor de seguridad con torque 32000 N.mm(momento).....	90
<b>Figura 43.</b> Esfuerzo Von Mises con carga de 600N(presión real 0.083MPa) .....	91
<b>Figura 44.</b> Desplazamiento con carga de 600N(presión real 0.083MPa) .....	92
<b>Figura 45.</b> Presión de contacto eje (x) carga de 600N(presión real 0.083MPa). ....	92
<b>Figura 46.</b> Aplicación de fuerza con carga de 166.7N.....	93
<b>Figura 47.</b> Esfuerzo Von Mises con carga de 166.7N .....	94
<b>Figura 48.</b> Desplazamiento con carga de 166.7N .....	94

<b>Figura 49.</b> Punzón con eje de acople .....	95
<b>Figura 50.</b> Esfuerzo Von Mises con carga de aplicación 600N .....	96
<b>Figura 51.</b> Desplazamiento con carga de aplicación 600N .....	96
<b>Figura 52.</b> Diagrama de control del sistema neumático.....	97

## Índice de tablas.

<b>Tabla 1.1</b> Cilindros Normalizados FESTO .....	19
<b>Tabla 1.2</b> Fuerzas teóricas de avance y retroceso del vástago (daN).....	23
<b>Tabla 1.3</b> Consumo teórico en cilindros de doble efecto .....	25
<b>Tabla 1.4</b> Tabla de cargas máximas para cilindros .....	27
<b>Tabla 1.5</b> Peso de componentes de cilindros neumáticos .....	28
<b>Tabla 1.6</b> Máquinas existentes en el mercado.....	32
<b>Tabla 1.7</b> Alimentos para realizar diferentes procesos de corte.....	34
<b>Tabla 1.8</b> Diagrama de stress-tensión .....	35
<b>Tabla 1.9</b> Reducción mecánica de tamaño de alimentos.....	36
<b>Tabla 1.10</b> Cuadro de alternativas.....	37
<b>Tabla 2.1</b> Selección de alimentos a cortar.....	38
<b>Tabla 2.2</b> Procedimiento de corte de alimentos .....	39
<b>Tabla 2.3</b> Tabla para determinar la fuerza necesaria para el corte de alimentos(Kg)39	
<b>Tabla 2.4</b> Tabla de propiedades físicas y mecánicas del acero inoxidable AISI 304 42	
<b>Tabla 2.5</b> Evaluación de la ecuación de esfuerzo cortante. Cuchilla tipo rejilla.....	50
<b>Tabla 2.6</b> Evaluación de la ecuación de momento. Cuchilla tipo rejilla.....	51
<b>Tabla 2.7</b> Datos técnicos calculados para la selección del motorreductor .....	58
<b>Tabla 2.8</b> Datos técnicos motorreductor ortogonal marca(Motovario/Voges) .....	58
<b>Tabla 2.9</b> Evaluación de ecuación de momento sección A. ....	62
<b>Tabla 2.10</b> Evaluación de ecuación de momento sección B. ....	63
<b>Tabla 2.11</b> Soporte de rodamiento insertable UCP 205 .....	76
<b>Tabla 2.12</b> Parámetros de fuerzas (N) y energia de impacto(J). Cilindro doble efecto Festo .....	79
<b>Tabla 2.13</b> Características técnicas del electrodo E60-11 .....	83

<b>Tabla 2.14</b> Características acero ASTM A-36 .....	85
<b>Tabla 3.1</b> Presupuesto sistema neumático.....	99
<b>Tabla 3.2</b> Presupuesto sistema mecánico .....	100
<b>Tabla 3.3</b> Presupuesto sistema eléctrico.....	101
<b>Tabla 3.4</b> Presupuesto valor de insumos .....	102
<b>Tabla 3.5</b> Presupuesto valor hora/máquina .....	103
<b>Tabla 3.6</b> Presupuesto mano de obra calificada .....	104
<b>Tabla 3.7</b> Presupuesto final del proyecto técnico.....	105



## **Introducción.**

El presente proyecto técnico se construye de acuerdo a los requerimientos de trabajo establecidos y adecuándose a las instalaciones del establecimiento para lo cual se generan tres capítulos que serán estudiados, analizados y desarrollados bajo la supervisión del tutor. En el primer capítulo presenta las fórmulas necesarias para la aplicación y la descripción de cada una de ellas, además se mencionan las citas de las fuentes consultadas.

El segundo capítulo se presenta el análisis y la aplicación de las fórmulas enunciadas en el primer capítulo para realizar el correcto diseño y construcción del proyecto. En este capítulo se analiza por separado los mecanismos de la máquina cortadora de alimentos, además se emplea catálogos, libros y publicaciones técnicas para realizar la selección de materiales y fabricación de mecanismos.

El tercer capítulo detalla simulaciones en las partes principales y costos generados en la fabricación de la máquina, para lo cual se divide en sistema: neumático, mecánico y eléctrico; además de la valoración de: insumos, hora/máquina y mano de obra. Para terminar se consolida la información y se determina el costo final.

### **Descripción del problema.**

Se ha observado que el trabajo de corte de alimentos en establecimientos de recepciones y pequeñas empresas de procesamiento y corte de alimentos en la provincia de Pichincha, se lo realiza con implementos que no garantizan mayor rendimiento en la producción por lo que generan grandes pérdidas tanto materiales como económicas.

En la provincia de Pichincha, ubicado en la parte sur de Quito en el sector de La Biloxi se encuentra el local de Recepciones Holiday Exclusive Club, dedicado a la atención de eventos sociales en sus dos salas de recepciones con capacidad de 200 personas por cada sala, para lo cual se requiere preparar banquetes para 400 personas en su capacidad máxima.

Se requiere de cuatro personas para realizar el picado de los alimentos como verduras, vegetales y frutas, mediante el uso de herramientas manuales como cuchillos, estos pueden causar accidentes laborales en los trabajadores destinados a esta labor, lo cual disminuirá el rendimiento del trabajador y la producción. Otro de los problemas existentes es la falta de personal dedicado únicamente al picado de los alimentos, como resultado del crecimiento importante de eventos y la exigencia que se genera en ellos.

El diseño y construcción propuestos para la ejecución del proyecto técnico brindara una nueva visión para el desarrollo de nuevas maquinarias y soluciones prácticas en el corte de alimentos.

## **Objetivos.**

### **Objetivo general.**

Diseño y construcción de una máquina para realizar cortes de alimentos en formas variadas con capacidad de 20kg/h, con dosificación controlada destinada a la industria alimenticia.

### **Objetivo específico.**

- Diseñar la máquina de acuerdo a los requerimientos de la empresa, seleccionando los materiales necesarios con los que se construirá.
- Desarrollar los cálculos para el respectivo diseño de las piezas mecánicas y seleccionar los materiales con los que se construirá la máquina.
- Construir los elementos mecánicos aplicando diferentes métodos de manufactura para el ensamble total de la máquina.
- Elaborar planos de la máquina de acuerdo al diseño y cálculos obtenidos.
- Realizar el control y funcionamiento de la máquina.

## **Capítulo1.**

### **1.1 Industria Ecuatoriana.**

#### **1.1.1 Reseña industrial en Ecuador.**

Según Muñoz (2012), la mediana y pequeña industria ecuatoriana, como cualquiera otra industria a nivel mundial, requiere adaptarse a las condiciones sociales, culturales, económicas, políticas y ambientales de un país, evaluando las posibilidades de implantación y desarrollo de la industria. Para desarrollar e invertir en la fabricación de maquinarias se debe verificar la existencia de materia prima, la mano de obra capacitada y además la posibilidad de expansión en mercados nacionales e internacionales. En la figura 1 se puede observar una imagen de la industria en el Ecuador.



Actualmente en Ecuador se ha investigado que el procesamiento de alimentos no se enfoca sólo en el tiempo de producción, la calidad de las materias primas y la capacidad de producción durante su funcionamiento, sino también en la maquinaria y equipo utilizados en su procesamiento aportando un importante ahorro en costos de producción y mejorando la calidad del producto final.

Según Muñoz (2012), la mayoría de los diseños de máquinas para el procesamiento de alimentos son aplicadas al nivel industrial, sus diseños alcanzan una capacidad de producción mayor a 100Kg/h y su producción es destinada para conservas de alimentos, deshidratación de frutas, empaçado al vacío de vegetales, además de otros procesos. Ingresar en una industria procesadora de alimentos sobre bases seguras y sólidas será el reto en las cuales la realidad del país y hechos al nivel zonal y nacional serán los principales puntos para fortalecer este tipo de empresas. El desarrollo del campo metalmecánico constituye una base principal en el eslabón productivo del país, por su gran valor agregado, acoplamiento con diversos sectores industriales con el desarrollo de componentes tecnológicos. Es por esto que se justifica su unión con las áreas de la construcción eléctrica, electrónica y otros campos igual de importantes. Además el campo metal-mecánico aporta con la generación de empleos en gran cantidad ya que requiere de técnicos mecánicos, operarios, soldadores e ingenieros para desarrollar su cadena productiva.

### **1.1.2 Características de la producción metal-mecánica en el Ecuador.**

Según Pro Ecuador (2013), dentro de los productos que se fabrican en Ecuador se encuentran: varilla de acero, estructuras metálicas, torres de telecomunicaciones y eólicas, torres y partes de máquinas de perforación, conductores eléctricos, tubos y perfiles huecos de hierro, alambre de púas, techos de acero, alambre recocido, alambre galvanizado, tanques de almacenamiento, alcantarillas, clavos, y mallas entre otros productos cuya producción anual se aproxima a los siguientes valores:

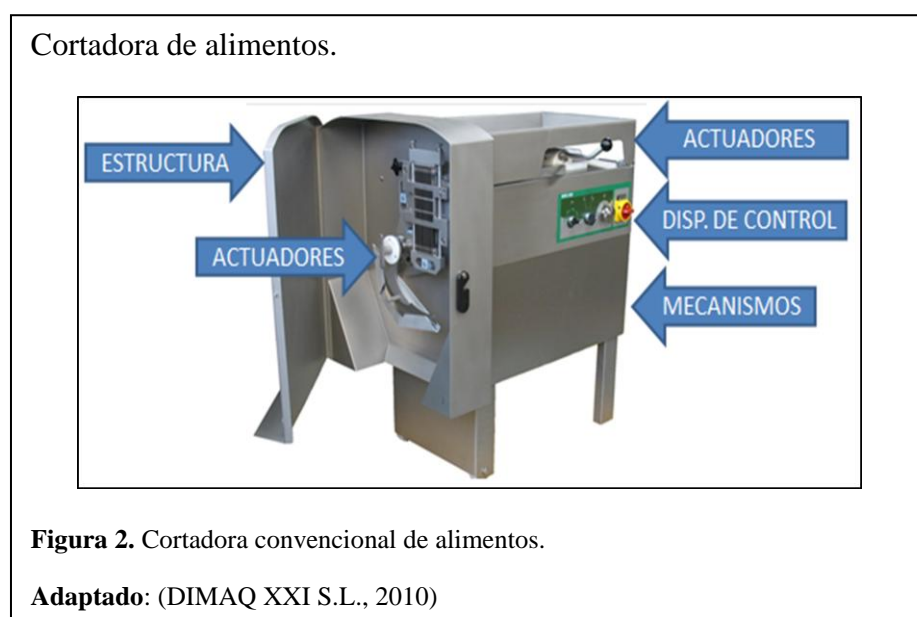
- Alambres de aluminio(AL) y cobre (Cu) para electricidad: 50.000 toneladas
- Productos largos de acero (varillas, perfiles, tubos): aprox. 598.000 toneladas

- Productos de acero varios (con chapa de acero – laminados planos): 60.000 toneladas
- Alambres de acero (trefilados y manufacturas de alambre): aprox. 72.000 toneladas

El campo de la metalmecánica es de gran importancia para el crecimiento de áreas como proyectos de telecomunicaciones, eléctricos, automotor, hidroeléctricos, construcciones civiles, automotor, maquinaria en general, electrodomésticos y otras industrias principales para fabricación de servicios y bienes.

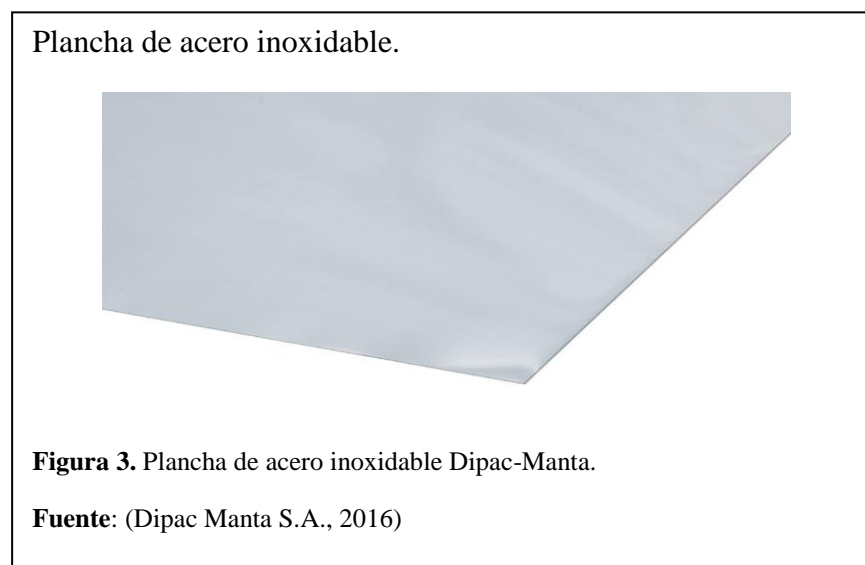
### 1.2 Elementos constitutivos de la máquina cortadora de alimentos.

En la figura 2 se define los componentes más importantes, propuestos para la construcción de la máquina cortadora de alimentos con desplazamiento horizontal mediante el uso de un actuador neumático para el movimiento y una cuchilla transversal para el corte de los alimentos seleccionados. Además de los actuadores de movimiento lineal y corte, también se requiere de dispositivos de control, mecanismos y la construcción del bastidor.



### 1.2.1 Estructura.

Según Mott (2006), el chasis o estructura debe estar constituido preferiblemente por materiales metálicos inoxidables austeníticos (Serie AISI 200 y 300) o por otros de características equivalentes que puedan conservar sus características o propiedades mecánicas en diferentes casos como por ejemplo: altas temperaturas, humedad, además de jornadas de trabajo muy extensas. Para este chasis o estructura se utilizará tubos cuadrados metálicos con revestimiento de lámina de acero inoxidable el cual debe ser funcional y resistente. En la figura 3 se muestra un ejemplo de plancha de acero inoxidable AISI 304, que se utilizará en la construcción del proyecto (p. 53).



Para su ensamble se empleará el procedimiento más adecuado para soldar en aceros inoxidables. Se pueden soldar empleando la mayoría de los procesos comerciales de soldadura, siendo los más utilizados: la soldadura manual con electrodo revestido (SMAW), el procedimiento Tig y Mig.

La estructura de la máquina cortadora de alimentos debe estar diseñada de forma que su tamaño y sus características estructurales no dificulten o impidan la movilidad de la máquina hacia diferentes lugares y ambientes de trabajo y además

que corresponda a las especificaciones de la capacidad de corte. En la figura 4 se muestra una práctica de aplicación de soldadura en estructuras que emplean materiales inoxidables.

Soldadura de acero inoxidable.



**Figura 4.** Proceso de soldadura en acero inoxidable.

**Fuente:** (INGEMECÁNICA, 2013)

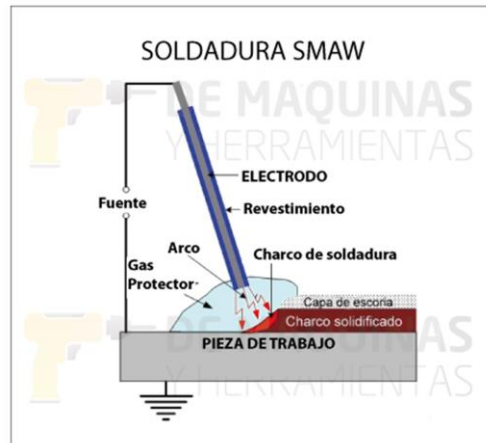
#### ***1.2.1.1 Procesos de uniones en la estructura.***

##### ***Soldadura Por arco eléctrico SMAW.***

Según, De máquinas y herramientas (2013), el procedimiento de trabajo consiste en un arco eléctrico que se enlaza entre la punta del electrodo recubierto y la pieza de acero inoxidable a trabajar, es decir las partes del metal electrodo fundidos son transferidas mediante el arco y este a su vez formándolas en un cordón de soldadura. La escoria producida por el electrodo recubre el cordón logrando la solidificación adecuada en procesos de soldadura vertical y sobre la cabeza. En la figura 5 se observa que el útil de trabajo llamado electrodo está constituido por varillas metálicas que sirve como polo de un circuito. Este electrodo lleva un recubrimiento como resultado de la combinación de diversos componentes y materiales que producen en su extremo un arco eléctrico.



### Soldadura SMAW.



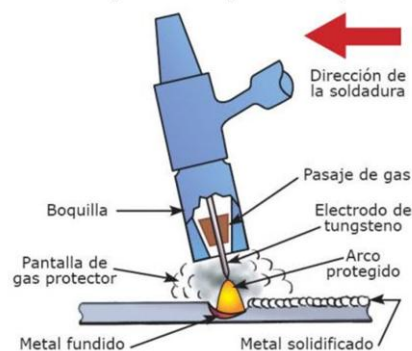
**Figura 5.** Proceso de soldadura SMAW.

**Fuente:** (De máquinas y herramientas, 2013)

### *Soldadura TIG (Tungsteno Inert Gas)*

Según Pernet (2013), el procedimiento de trabajo como se muestra en la figura 6, consiste en la aplicación de un rollo de alambre constante de tungsteno con aleaciones de torio o zirconio con porcentajes bajos al 2%. El material principal del rollo es el tungsteno que junto con la protección del gas provoca un mínimo desgaste en la punta del electrodo después de un uso muy recurrente.

### Soldadura TIG.



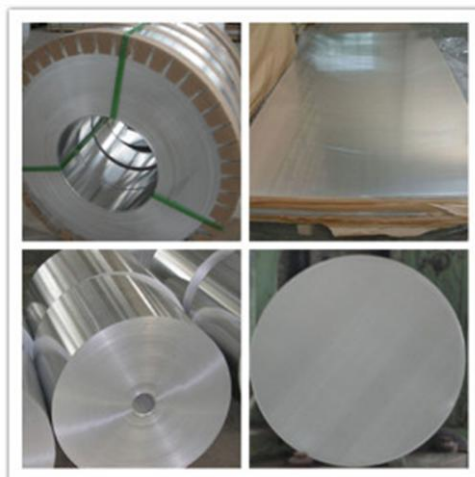
**Figura 6.** Proceso de soldadura TIG.

**Fuente:** (Tagmagroup, 2015)

### 1.2.2 Material Aluminio.

Las aplicaciones del aluminio según Mott (2006), son utilizadas frecuentemente en construcciones con partes metal mecánica, funciones estructurales, industria química, industria gastronómica, fundiciones y aleaciones. Las propiedades principales por las cuales el aluminio es un material comúnmente utilizado corresponde a su excelente resistencia a la corrosión, material ligero, facilidad de maquinado, material dúctil y maleable. Según corresponda la aplicación para la que se emplea, existen aleaciones de aluminio adecuadas para cada uso, consecuentemente existe una aleación idónea para máquinas que estén en contacto con alimentos. La aleación 3003 con manganeso que se presenta en la figura 7, está asignado para la fabricación de utensilios gastronómicos por tanto se empleara este material para la fabricación del punzón que desplazará los alimentos hacia la cuchilla tipo rejilla. La presentación de la forma de esta aleación de aluminio 3003 corresponde a planchas, barras, tubos, varillas entre otros(pp. 57,58).

Aleación Aluminio 3003



**Figura 7.** Presentación aleación de aluminio 3003.

**Fuente:**(Tianjin Oubaige Metal Products, 2013)

### 1.2.3 Juntas Atornilladas.

Según Mott (2006), para realizar el acoplamiento de las partes metalmecánicas de la maquinaria con el soporte de las cuchillas transversales, se analiza la carga excéntrica ya que están sometidos a corte. De la misma manera se analizará los pernos del acoplamiento de la máquina con la cuchilla semicircular, debido a la distancia de los pernos al centroide deben resistir a un momento. Este movimiento provoca fuerzas contrarias al giro de la cuchilla semicircular (pág. 780).

"La magnitud de la fuerza en un tornillo producida por el momento es proporcional a su distancia  $r$  del centroide" (Mott, Robert, 2006). Para esta magnitud se aplica la siguiente fórmula:

$$R_i = \frac{Mr_i}{\sum r^2} \quad (\text{Ec 1. 1})$$

$R_i$ : Fuerza cortante en el tornillo  $i$  debido al momento  $M$

$r_i$ : Distancia radial al tornillo  $i$  a partir del centroide del arreglo de tornillos.

$\sum r^2$ : Suma de las distancias radiales a todos los tornillos del arreglo elevadas al cuadrado.

Según Mott (2006), después aplicando funciones trigonométricas se obtendrá las fuerzas que actúan en las correspondientes coordenadas, y aplicando la carga del perno ( $F_s$ ) se determinará la fuerza en el tornillo de estudio aplicando teorema de Pitágoras. Se considera el área del tornillo mediante la siguiente fórmula (pág. 781).

$$A = \frac{R_i}{\tau_a} \quad (\text{Ec 1. 2})$$

Donde:

**A:** Área de tornillo.

**$R_i$ :** Fuerza cortante en el tornillo i debido al momento M.

**$\tau_a$ :** Esfuerzo cortante admisible o permisible.

Según Mott (2006), después de obtener el resultado del área se obtiene el diámetro del tornillo mediante la siguiente fórmula (pág. 782).

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (\text{Ec 1.3})$$

Donde:

**D:** Diámetro de perno a diseñar.

**A:** Área de tornillo.

#### **1.2.4 Mecanismos.**

##### ***1.2.4.1 Diseño de eje conductor.(Norma ANSI B106.IM-1986).***

Según Mott (2006), un eje es un elemento de partes mecánicas que transfiere movimiento rotacional y potencia. Pertenece a cualquier conjunto mecánico donde la potencia es transferida desde un motor primario. Elemento constituido por diferentes diámetros que es destinado a dirigir el movimiento de giro a una pieza o un conjunto de piezas, como por ejemplo un engranaje. Las poleas, engranes y demás mecanismos soportados principalmente por ejes, producen fuerzas sobre estos por tanto generan momentos flexionantes. Como ejemplos de ejes sometidos solo a flexión y torsión están los que sostienen engranes rectos, poleas para banda en V o ruedas para cadenas, la potencia transmitida causa torsión y las fuerzas transversales

sobre los elementos causan flexión. Para el cálculo de los diámetros de los ejes se utilizará la siguiente ecuación (págs. 531,532).

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{K_t M}{S_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec 1. 4})$$

Donde:

**D:** Diámetro del eje.

**$K_t$ :** Valor de concentración de esfuerzos.

**M:** Momento de flexión en el punto de interés.

**$S_n$ :** Resistencia a la fatiga real.

**T:** Torque.

**$S_y$ :** Resistencia a la fluencia.

#### ***1.2.4.2 Resistencia a la fatiga.***

Según Mott (2006), para disminuir la resistencia a la fatiga de los ejes o piezas de una máquina se aplican factores utilizados en la aplicación de la ecuación 1.5 (págs. 173,174).

$$S'_n = S_n(C_m)(C_{st})(C_R)(C_s) \quad (\text{Ec 1. 5})$$

Donde:

**$S'_n$ :** Resistencia a la fatiga real.

**$S_n$ :** Resistencia a la fatiga ( $S_n = 0.5S_u$ )

**$S_u$ :** Resistencia última a la tensión.

$C_m$ : Factor del material.

$C_{st}$ : Factor del tipo de esfuerzo.

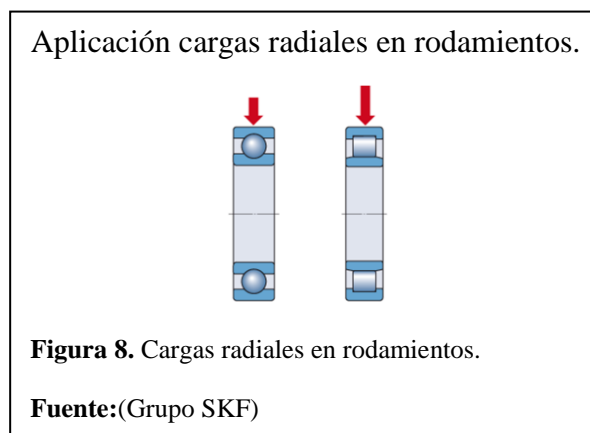
$C_R$ : Factor de confiabilidad.

$C_s$ : Factor de tamaño.

Estos valores serán analizados y seleccionados para su cálculo ya que la fatiga genera una disminución a la resistencia mecánica. "El tipo de geometría de la pieza también influirá en la velocidad de propagación de la grieta, así un diseño que favorezca la aparición de zonas de concentración de tensiones, como cambios de sección, presencia de chaveteros, orificios, geometrías con esquinas entrantes y otras, van a permitir un desarrollo más rápido de la grieta" (INGEMECÁNICA, 2013).

#### **1.2.4.3 Rodamientos.**

Según Mott (2006), un rodamiento tiene como propósito soportar una carga y reducir la fricción que se realiza entre las piezas que están unidas con el eje. Estos rodamientos están diseñados para resistir cargas radiales y además en su pista interior alojan un eje rotatorio a presión. En la figura 8, se muestran varias clases de rodamientos teniendo en cuenta el tipo de esfuerzo que deben soportar en su aplicación. Se puede encontrar rodamientos radiales, axiales y axiales-radiales (pág. 598).



Para seleccionar un rodamiento o cojinete de carga radial se debe tomar en cuenta el siguiente procedimiento:

Según Mott (2006), se debe determinar la carga de diseño aplicado al rodamiento conocido como carga equivalente. El procedimiento para establecer la carga equivalente es cuando se aplica una carga radial R, además de analizar si lo que gira es la pista interior o exterior (pág. 613).

$$P = V \cdot R \quad (\text{Ec1. 6})$$

Donde:

**P:** Carga equivalente

**V:** Se le denomina al factor de rotación y tiene el valor de V=1.0, si gira la pista interior del rodamiento y V=1.2 si gira la pista exterior del rodamiento.

**R:** Es la mayor carga de reacción determinada en el eje a calcular.

*Duración del diseño.*

Según Mott (2006), para seleccionar la duración de diseño se utiliza una velocidad de giro normal aplicada en rpm, la cual tendrá la siguiente aplicación (pág. 611).

$$L_d = (h)(rpm) \left( 60 \frac{\text{min}}{h} \right) \quad (\text{Ec 1. 7})$$

**L<sub>d</sub>:** Duración del diseño.

**h:** Tiempo estimado de duración.

Para después según Mott (2006), seleccionar mediante la aplicación de la fórmula la capacidad de carga dinámica básica (pág. 611).

$$C = P_d(L_d/10^6)^{\frac{1}{k}} \quad (\text{Ec 1.8})$$

Donde:

$L_d$ : Duración del diseño.

$C$ : Carga dinámica básica.

$P_d$ : Carga constante aplicada.

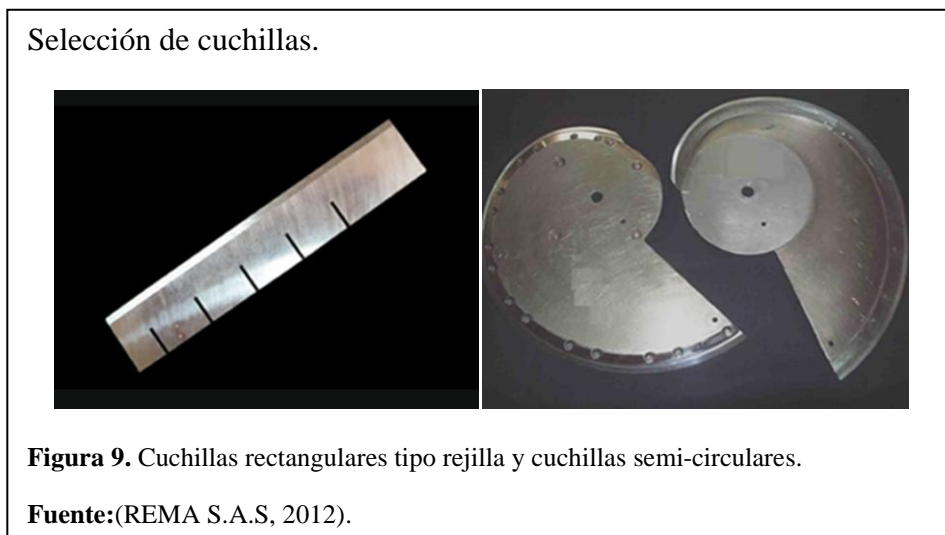
$k$ : Constante para rodamiento:

- Rodamiento de bolas  $a=3$
- Rodamiento de rodillos  $a=10/3$

## 1.2.5 Actuadores

### 1.2.5.1 Cuchillas semi-circulares y tipo rejilla.

Estas cuchillas deberán ser de acero inoxidable con grado alimenticio ya que estarán en contacto directo con los alimentos a ser cortados. Su forma va de acuerdo al trabajo que se va a realizar. En la figura 9 se observa que la cuchilla tipo rejilla será empleada para proporcionar la dimensión del corte en los alimentos, mientras que la cuchilla semi circular proporcionará la longitud del corte en los alimentos.





Según Mott (2006), para diseñar y calcular el espesor de las cuchillas se obtendrá mediante la aplicación de la siguiente fórmula (pág. 92).

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec 1. 9})$$

$\tau_{\text{máx}}$ : Esfuerzo cortante máximo.

**F**: Fuerza del corte aplicado al alimento.

**A**: Área en la cual la cuchilla soporta la carga.

Según Larburu (1984), para determinar el ancho de la cuchilla se puede obtener mediante la aplicación de la siguiente fórmula, siempre y cuando se encuentre obtenido el espesor previamente (pág. 443).

$$A = De 6 a 8(e) \quad (\text{Ec 1. 10})$$

**A**: Ancho de la cuchilla.

**e**: Espesor de la cuchilla.

Según Larburu (1984), para realizar el corte de alimentos se debe tener presente el tipo de alimentos a ser cortados, teniendo en cuenta que la operación básica del corte es la de separar dos partes de un cuerpo por medio de las cuchillas las cuales tienen aristas cortantes vivas y las dimensiones inciden en realizar un corte limpio, para lo cual se aplicará la siguiente fórmula en su diseño (pág. 443).

$$S_{sy} \text{ o } S'_n \geq 0.5 (S_y) = 0.5(0.7 (S_{ut})) \quad (\text{Ec 1. 11})$$

$S_{sy} \text{ o } S'_n$  : Resistencia a la fluencia en cortante.

$S_y$ : Resistencia al punto de fluencia.

$S_{ut}$ : Resistencia última al punto de fluencia.

Según Mott (2006), a continuación se aplica la teoría del esfuerzo máximo (pág. 195).

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{S'_{sy}}{N} \quad (\text{Ec1. 12})$$

$\tau_{\text{máx}}$ : Esfuerzo cortante máximo.

$S_{sy}$ : Resistencia de fluencia en cortante.

$n$ : Factor de seguridad.

#### ***1.2.5.2 Cilindros neumáticos.***

Según Festo Automation (2008), el cilindro lineal es el activador neumático más frecuentemente usado en la industria y actualmente utilizadas en PYMES en menor proporción, la energía del aire comprimido se convierte dentro del cilindro en un movimiento lineal. Los cilindros neumáticos se utilizan para elevar, descender y movilizar herramientas de producción tanto en movimiento lineal como rotativo, ya que los actuadores neumáticos convierten energía neumática a energía mecánica. El movimiento horizontal rectilíneo se obtiene mediante la aplicación de aire en cilindros de émbolo, además también proporcionan movimiento rotativo a través de actuadores tipo piñón-cremallera. Se dispone de cilindros en una amplia variedad de formas y tamaños. Normalmente se fabrica bajo especificaciones como se muestra en la tabla 1.1

**Tabla 1.1**

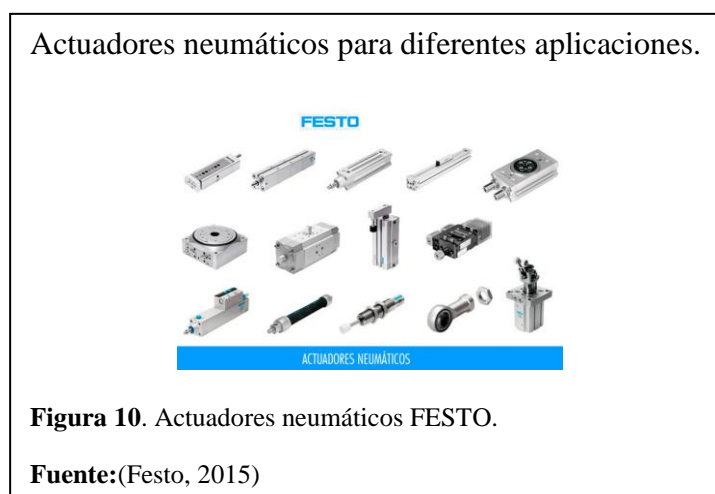
Cilindros Normalizados FESTO.

Especificaciones generales de cilindros.			
Diámetros (mm)	Carreras (mm)	Fuerzas (N)	Velocidad del émbolo (m/s)
32-320	1-2000	415-48250N	0,02-1

**Nota:** según ISO 15552. **Fuente:**(Festo, 2015)

Existen varios tipos de actuadores neumáticos como se muestra en la figura 10, pero fundamentalmente existen dos tipos principales de los cuales provienen fabricaciones especiales.

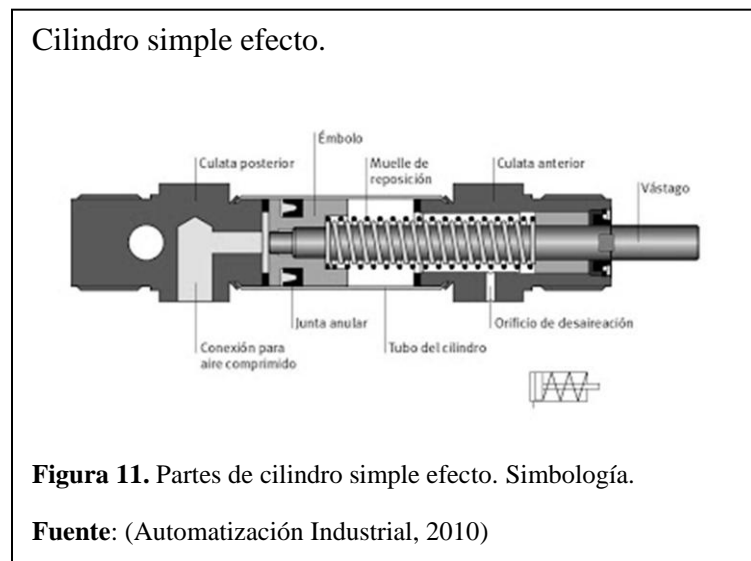
- Cilindros simple efecto: un ingreso de aire que genera una carrera de trabajo.
- Cilindros doble efecto: tiene dos ingresos de aire que generan carreras de salida y retroceso.



#### *Cilindros de simple efecto.*

Según Automatización Industrial (2010), los cilindros de simple efecto tienen como su característica principal una sola conexión de entrada de aire y un muelle o resorte de retroceso. Su funcionamiento consiste en la aplicación de aire comprimido a la conexión de entrada del cilindro, que da como resultado el empuje del émbolo,

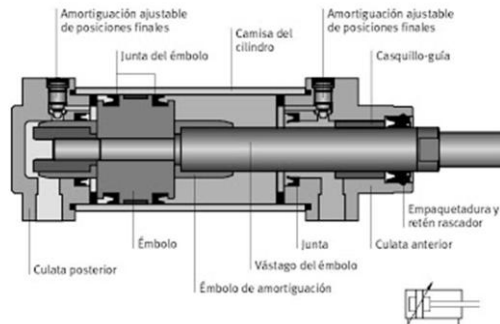
es decir si la fuerza generada por la presión es mayor que la fuerza del muelle, este se desplaza comprimiendo el muelle, haciendo avanzar el vástago del cilindro. Cuando se libera la presión el muelle devuelve al émbolo de nuevo a su posición inicial haciendo retroceder el vástago. En la figura 11 se observan los componentes del cilindro de simple efecto y su simbología.



### *Cilindros de doble efecto.*

En aplicaciones que se requieran esfuerzos en ambos sentidos se aplica cilindros de doble efecto, según Automatización Industrial (2010), estos poseen dos conexiones de entradas y no dispone de muelle de retroceso a diferencia que los cilindros de simple efecto. En el actuador de doble efecto la fuerza ejercida por el aire comprimido puede dirigirse a uno u otro lado del émbolo esto permite realizar trabajos en ambos sentidos, se debe tener en cuenta que el área ocupada por el vástago disminuye la fuerza generada en la carrera de retroceso, debido al volumen que es ocupado por el vástago el retroceso consume menos aire que la carrera de avance. En la figura 12 se muestran los componentes de un cilindro de doble efecto y su simbología.

### Cilindro doble efecto.



**Figura 12.** Partes de cilindro doble efecto. Simbología.

**Fuente:**(Automatización Industrial, 2010)

### *Selección de cilindro neumático.*

Cuando se selecciona un cilindro para una determinada función se debe tener en cuenta los siguientes parámetros: inspección del pandeo, análisis de la fuerza, volumen de aire comprimido, capacidad de amortiguación, y fuerzas radiales, además de su verificación en tablas y catálogos existentes para su selección.

### *Cálculo de la fuerza del cilindro.*

Según Serrano (2008), el desarrollo de la fuerza de un cilindro va en relación del diámetro del émbolo, la presión obtenida en el ingreso del aire del actuador y de la resistencia que se produce por rozamiento, para lo cual se aplica la siguiente fórmula (pág. 93).

$$F_{teor} = P(A) \quad (\text{Ec 1.13})$$

Donde:

**$F_{teor}$ :** Fuerza teórica del émbolo en N

**P:** corresponde a la presión en Bar

**A:** corresponde al área  **$cm^2$** ; donde D=diámetro cilindro [m]; d=diámetro émbolo[m]

**En avance:**

$$A = \frac{\pi(D^2)}{4}$$

**En retroceso**

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

Según Serrano (2008), se deduce que la fuerza depende directamente del área y de una presión constante (6bar). Para considerar la fuerza real en condiciones normales de servicio (presiones entre 4 y 8 bar) es necesario tener en cuenta el rendimiento de los cilindros de hasta 40 mm se considera  $R=0.85$ mm (pág. 94).

$$F_a = \frac{\pi}{4}(D^2)(P)(R) \quad \text{ó} \quad F_r = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)(P)(R) \quad (\text{Ec 1. 14})$$

Donde:

**$F_n$** : Fuerza necesaria del émbolo en N

**P**: corresponde a la presión en Bar.

**R**:rendimiento( $R=0.85$ mm) a considerar en cilindros de 40mm.

*Coefficiente de carga.*

Según SMC International Training (2003), el coeficiente de carga se divide la fuerza necesaria para la fuerza teórica en porcentajes. El coeficiente de carga debe ser menor o igual al 85% y si requiere control de velocidad preciso el coeficiente de carga debe ser menor o igual a 70% (pág. 106).

$$Co\% = \frac{F_n}{F_{teor}} (100) \quad (\text{Ec 1. 15})$$

Donde:

**$F_n$** : Fuerza necesaria del émbolo en N.

**$F_{teor}$** : Fuerza teórica del émbolo en N.

*Selección de Cilindros. (Tablas, catálogos).*

Se puede seleccionar un cilindro de doble efecto con la aplicación de tablas, catálogos y diagramas existentes. En la tabla 1.2, se trabaja con datos del diámetro del cilindro o el diámetro del vástago y la presión a condiciones normales (6 bar).

**Tabla 1.2**

Fuerzas teóricas de avance y retroceso del vástago [daN].

D mm	d mm	Sección cm <sup>2</sup>		Esfuerzos en daN para presión en bar.					
				4		6		8	
		Sa	Sr	Fa	Fr	Fa	Fr	Fa	Fr
25	12	4,90	3,80	19,6	15,2	29,4	22,8	39,2	30,4
32	12	8,00	6,90	32,0	17,6	48,0	41,4	64,0	55,2
40	18	12,60	10,00	50,4	40,0	75,6	60,0	100,8	80,0
50	18	19,60	17,00	78,4	68,0	117,6	102,0	156,8	136,0

**Nota:** Cilindros entre 25-50 mm **Fuente:** (Nicolás, Fuerzas teóricas en cilindros de doble efecto., 2008).

*Verificación analítica de pandeo.*

Según Serrano (2008), la verificación del pandeo se analiza en el caso que el cilindro tiene ajuste de bridas en un extremo y el otro libre. Se requiere inspeccionar que los parámetros de longitud, diámetro, vástago y carga se encuentren en los límites admisibles para evitar el pandeo. La ecuación de Euler para la inestabilidad elástica es (págs. 97-99).

$$F_{pandeo} = \frac{\pi^2(E)(I)}{4 L_p^2} \quad (\text{Ec 1. 16})$$

Donde:

**$F_{pandeo}$** : Fuerza axial de pandeo admisible en el vástago (carga límite).

**E**: Módulo de elasticidad del material de la barra [ $\frac{Kg}{cm^2}$ ]

**I**: Momento de inercia de la barra.

**$L_p$** : Longitud de pandeo de la barra.

*Consumo de Aire en cilindro Neumático.*

Según Serrano (2008), el consumo del aire en cilindro neumático viene dado por la sección del actuador, longitud de carrera y la presión absoluta. Se determina que para un ciclo de trabajo es decir carrera de avance y retroceso, el consumo de aire será el doble ya que se puede despreciar el volumen del vástago en el retroceso. Este valor es compensado por el volumen existente en la tubería del circuito neumático. La ecuación para el consumo de aire de un cilindro es (págs. 96,97).

$$Q = (A)(L)(P_{abs}) \quad \text{ó} \quad Q = \frac{\pi(D)^2}{4}(L)(P_{abs}) \quad (\text{Ec 1. 17})$$

Donde:

**Q**: Consumo del aire de un cilindro.

**A**: Área del émbolo

**L**: Longitud de carrera.

**P.abs**: Presión absoluta.



En la tabla 1.3, según SMC International Training (2003) se representa el consumo teórico en cilindros de doble efecto (litros estándar por 100mm de carrera), para que el resultado sea expresado en LN (litros normales)/carrera se divide el valor obtenido para 1000 (págs. 119,120).

**Tabla 1.3**

Consumo Teórico en cilindros de doble efecto.

Consumo Teórico en cilindros de doble efecto.					
Presión de Trabajo(bar)					
Diámetro Cil.	3	4	5	6	7
20	0,124	0,155	0,186	0,217	0,248
25	0,194	0,243	0,291	0,34	0,388
32	0,319	0,398	0,477	0,557	0,636
40	0,498	0,622	0,746	0,87	0,993
50	0,777	0,971	1,165	1,359	1,553
63	1,235	1,542	1,85	2,158	2,465
80	1,993	2,487	2,983	3,479	3,975
100	3,111	3,886	4,661	5,436	6,211

**Nota:** Consumo teórico. **Fuente:**(SMC International Training, 2003)

*Caudal máximo de un cilindro [l/min].*

Según SMC International Training (2003), el caudal máximo presente en un actuador neumático en (litros/min) se da mediante la formulación (pág. 121).

$$Q_n = K \left( \frac{\pi(D^2)(L)(Nc)(P_{trabajo} + 1.013)}{4 \times 10^6} \right) \left[ \frac{l}{min} \right] \text{ (Ec 1. 18)}$$

Donde:

**$Q_n$ :** Caudal máximo en [l/min].

**D:** Diámetro del cilindro en mm.

**L:** Longitud de la carrera del cilindro en mm.

**Nc:** Número de carreras.

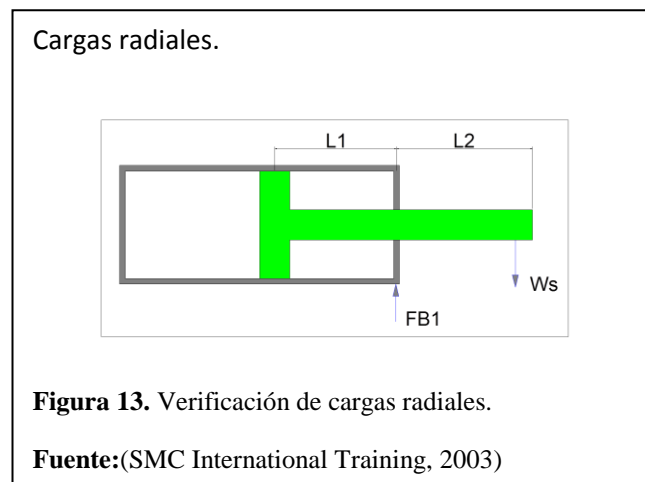
**P:** Presión de trabajo en bar

**K:** Pérdidas de energía debido a fenómenos térmicos donde (K=1.41 aire)

*Cargas radiales.*

Con la verificación de las cargas radiales que se muestra en la figura 13, se define la carga máxima sobre el punzón guía instalado, según SMC International Training (2003), se define con la siguiente expresión (págs. 117,118).

$$F_{B1} = W \left( 1 + \frac{L_2}{L_1} \right) \quad (\text{Ec 1. 19})$$



Donde:

**$F_{B1}$ :** Carga máxima sobre el punzón guía.

**$L_1$ :** Longitud del sistema de empotramiento.

**$L_2$ :** Longitud del voladizo total (carrera).

**W:** Carga en el extremo del vástago.

El valor calculado no superará al valor de la Tabla 1.4 para el diámetro del cilindro que se esté verificando.

**Tabla 1.4**

Tabla de cargas máximas para cilindros de Ø32mm a Ø160 mm.

Diámetro	L1(mm)	L2(mm)	Carga Max. FB
32	32	52+carrera	40
40	37	58+carrera	65
50	39	68+carrera	100
63	43	71+carrera	155
80	52	79+carrera	250
100	56	85+carrera	395
125	91	118+carrera	615
160	103	149+carrera	1005

**Nota:** Tabla cilindros neumáticos. **Fuente:**(SMC International Training, 2003)

*Velocidad máxima de cilindros neumáticos.*

En cilindros neumáticos, según SMC International Training (2003), la velocidad máxima del émbolo depende del tiempo de carrera y el tiempo de respuesta, por tanto la velocidad media del émbolo en actuadores estándar comprende entre 0.1 y 1.5 m/s. Con otro tipo de cilindros especiales como los de impacto se puede llegar hasta velocidades de 10 m/s. La velocidad se puede regular con válvulas anti retorno, de escape rápido y de estrangulación (págs. 113,114).

$$V = \frac{Q}{A} \quad (\text{Ec 1.20})$$

Donde:

**V:** Velocidad de avance o retroceso según sea el caso

**Q:** Caudal del cilindro

**A:** Superficie de empuje

**En avance:**

$$A = \frac{\pi(D^2)}{4}$$

**En retroceso**

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

Según SMC International Training (2003), para determinar la velocidad máxima según se debe determinar algunos parámetros como son el valor de la carga externa, el valor de las piezas del cilindro aceleradas, el valor de émbolo y vástago. En la tabla 1.5 se verifica la información sobre los pesos de las piezas en cilindros comprendidos entre 32 y 160 mm (pág. 113).

**Tabla 1.5**

Peso de componentes de cilindros neumáticos.

Peso de componentes de cilindros.			
Ø	Ez(J)	K(Kg)	St(Kg/0,1m)
32	1,56	0,110	0,176
40	2,45	0,224	0,166
50	4,40	0,465	0,260
63	7,85	0,534	0,260
80	11,80	0,938	0,400
100	20,60	1,498	0,560
125	32,30	3,540	0,800
140	44,60	4,040	0,800
160	58,80	5,070	1,000

**Nota:** Material de estudio. Neumática. **Fuente:**(SMC International Training, 2003)

Según SMC International Training (2003) se calcula la velocidad máxima (pág. 114).

$$V_{max} = \sqrt{\frac{(2 \times Ez)}{m + k + St}} \quad (\text{Ec 1. 21})$$

**Donde:**

**V máx.:** Velocidad máxima del cilindro.

**Ez:** Energía de impacto [J]

**K:** Peso estimado de émbolo en [Kg]

**St:** Peso estimado de vástago en (Kg/0.1m)

### **1.2.6 Motorreductor.**

Según Viloria (2001), los motorreductores son utilizados para el accionamiento de diferentes máquinas y aparatos aplicados en la pequeña y mediana empresa (pymes), que necesiten reducir su velocidad en una forma segura y eficiente. Al emplear motorreductor se obtiene una diversidad de beneficios conforme a las diferentes formas de reducción (pág. 55).

- Su funcionamiento es más uniforme tanto en la potencia transmitida como en la velocidad.
- Se tiene un mayor rendimiento en la transmisión de la potencia que brinda el motor, disminuyendo valores en mantenimiento.
- Reducción de tiempo y espacio requerido para su montaje.

Entre las referencias más importantes que se debe tomar en cuenta en la selección de un motorreductor son las siguientes.

- Potencia (HP).
- Velocidad (RPM).
- Torque (par).

- Relación de reducción (I).

Según Vilorio (2001), si la potencia y la velocidad angular se mantienen constantes sobre la rueda conductora, la fuerza tangencial vendrá dada por (pág. 55).

$$M_m = \frac{9.550 (P_m)}{n_m} \quad (\text{Ec 1.22})$$

$$M_r = M_m(i) \quad (\text{Ec 1.23})$$

$$i = \frac{n_m}{n_r} \quad (\text{Ec 1.24})$$

Donde:

$M_m, M_r$ : Par motor en N

$P_m, P_r$ : Potencia en Kw

$n_m, n_r$ : Velocidad en r.p.m.

Se selecciona un rango de revoluciones por minuto entre 155 y 182 r.p.m. como resultado de la investigación realizado en la Tabla 1.10 Cuadro de alternativas, en equipos existentes con menor rendimiento y diferentes características. Estos equipos funcionan en rangos adecuados de revoluciones, para que los cortes sean los adecuados, por lo tanto, en función del torque calculado se determina el valor de 170 r.p.m. necesarios para el funcionamiento.

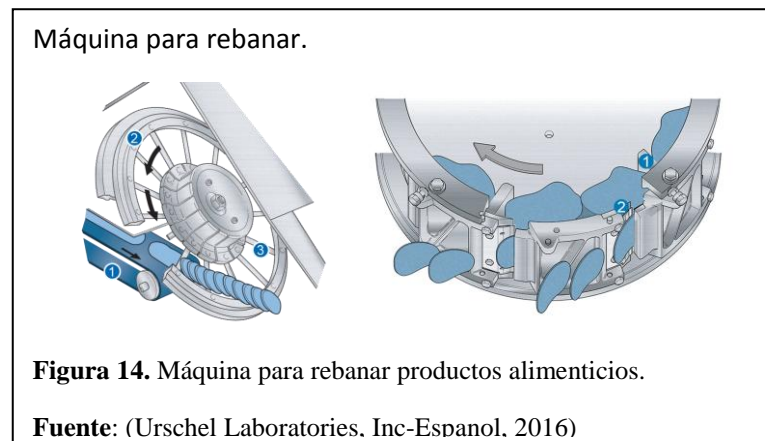
### 1.2.7 Dispositivos de control.

Un regulador de caudal controlará la velocidad de avance y retroceso del actuador neumático lineal. Este regulador será instalado a la entrada de aire del cilindro, el cual manipulará la velocidad de salida del vástago logrando obtenerlos cortes requeridos en los alimentos: cubos, tiras, etc.

### 1.3 Clasificación de Máquinas.

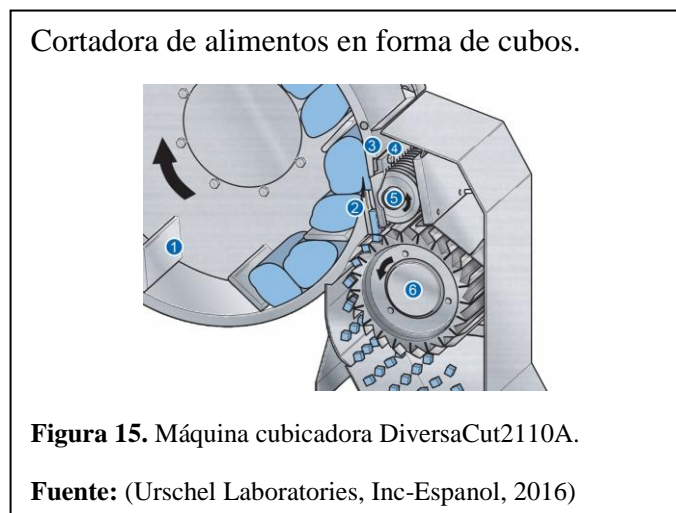
#### 1.3.1 Rebanadoras.

Según Urschel Laboratories (2016), esta consiste en una serie de cuchillas rotatorias o de vaivén que corta el alimento que circula bajo ellas, como se muestra en la figura 14.



#### 1.3.2 Cortadora en cubos.

Según Urschel Laboratories (2016), se utiliza para verduras, fruta y carne. El alimento en cuestión se corta en rebanadas y luego en tiras, por acción de unas cuchillas rotatorias. Las tiras se alimentan a su vez a un segundo conjunto de cuchillas rotatorias, que efectúan el corte en cubitos. En la figura 15, se muestra el procedimiento de corte en la maquinaria para cortar cubos de alimentos.



**Tabla 1.6**

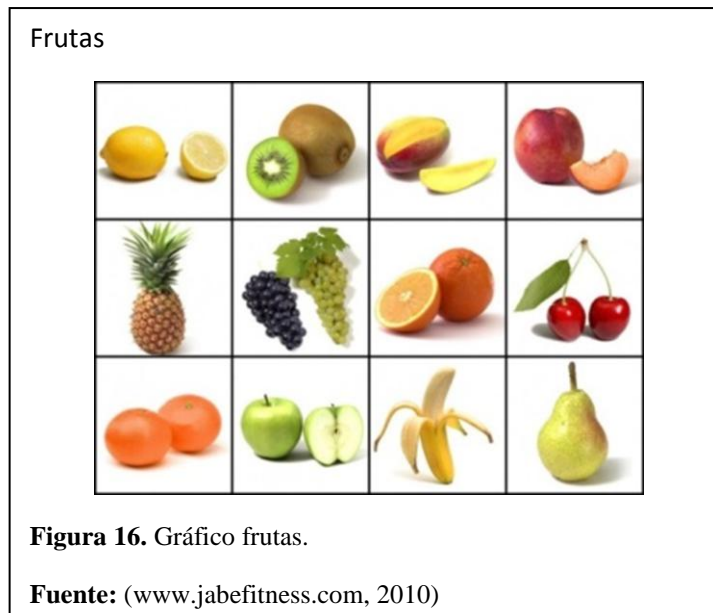
Máquinas existentes en el mercado

<b>Máquinas existentes en el mercado.</b>			
<b>Marca</b>	<b>Diseño</b>	<b>Tipo</b>	<b>Características</b>
Treif	Sistema de pre-avance por empuje y corte por cuchilla tipo rejilla y transversal	Cubicadora/rebanadora treif felix 155 r.p.m	Controles automáticos
			Ergonomía mejorada
			Fácil limpieza
			Rendimiento máximo 0.8 t/h
Ultra source ®	Corte por acción centrífuga y cuchillas giratorias	Cubicadora ultrasource® 176 r.p.m	Tipos de cortes rebanadas, tiras, cubos.
			Funcionamiento continuo para producción interrumpida.
			Tamaño máximo de entrada del producto es 254mm.
Minsa®	Corte por acción centrífuga con cuchillas giratorias	Cubicadora de verduras y frutas. 182 r.p.m	Producto final de rodajas, tiras y cubos.
			Entrada de producto, máximo 140 mm.

Máquinas existentes en el mercado. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016).**1.4 Frutas y Verduras.**

**Frutas.-** Según Jabefitness (2010), es un fruto alimenticio derivado de varias plantas silvestres o sembradas. Generalmente se consume como postre cuando está madura, además se producen mermeladas, jugos y jaleas de fruta. La mayor parte de la porción comestible de las frutas frescas está constituida por agua de 80 – 95%. En la figura 16 se muestra la variedad de frutas existentes.





**Verduras.-** Según Directo del campo (2014), son hortalizas en las que la parte comestible son los órganos verdes de la planta, los tallos, las hojas. Poseen un bajo contenido de proteína y de grasa, poseen bajo contenido calórico y el 80% es agua.

**Hortalizas.-** Según Info-alimentación (2012), son un conjunto de plantas cultivadas en huertas, que se consumen como alimento, sea de forma cruda o preparada. El agua es el componente mayoritario en las hortalizas, de 85 - 95 % de su peso.

#### 1.4.1 Alimentos para cortar en diversas formas.

En la investigación realizada y consultada no ha sido posible encontrar información específica que indique las propiedades mecánicas de verduras, frutas u hortalizas.

El cuchillo retira toda la corteza de la papa y zanahoria, durante este procedimiento, puede ser eliminada de los alimentos por las simples condiciones de movimiento circular o por una variedad de procesos controlados de peladoras

automatizadas, en los que se someten a técnicas que emplean diferentes medios como centrifugado y vapor.

Para cálculos y análisis de los diferentes productos a ser considerados en este trabajo se realizarán pruebas necesarias de corte con el fin de obtener los datos que facilitarán el diseño de la máquina.

**Tabla 1.7**

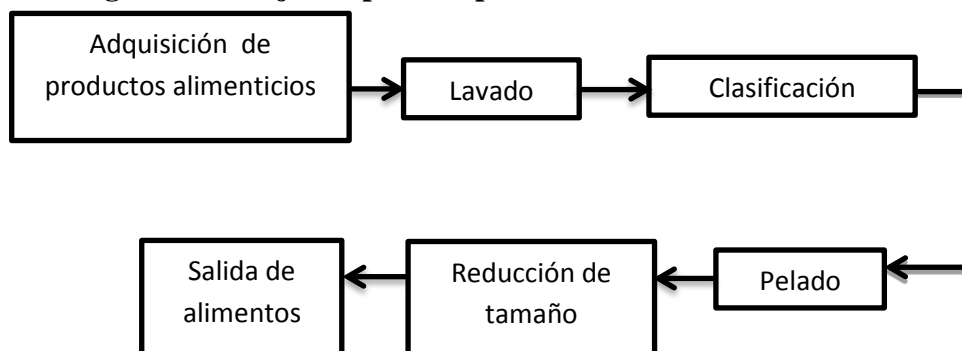
Alimentos para realizar diferentes procesos de corte.

<b>Alimentos para procesar.</b>	
<b>Productos para el Corte</b>	<b>Características</b>
<b>Zanahoria</b>	Hortaliza de mayor consumo con abundante agua
<b>Cebolla de rama</b>	Formada por hijuelos con su estructura de raíz, tallo, pseudo-tallo, hojas
<b>Cebolla blanca y morada</b>	Sabor ácido y picoso
<b>Champiñones</b>	Se compone del 92% de agua
<b>Papas</b>	Se compone del 75% de agua

**Nota:** Variedad de alimentos. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016)

Los cortes básicos y avanzados que se utilizan en la cocina incluyen cortar, picar, desmenuzar, a la juliana, bastoncitos y cubos. Por tanto con la fabricación de la maquinaria se facilitará el corte rápido de estas formas evitando desperdicio de alimentos y disminuyendo el tiempo de corte.

### 1.4.2 Diagrama de flujo del proceso para realizar el corte.



**Nota:** Flujo de procesos de corte. **Modificado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016).

### 1.4.3 Ventaja de la reducción de tamaño en el proceso de alimentos.

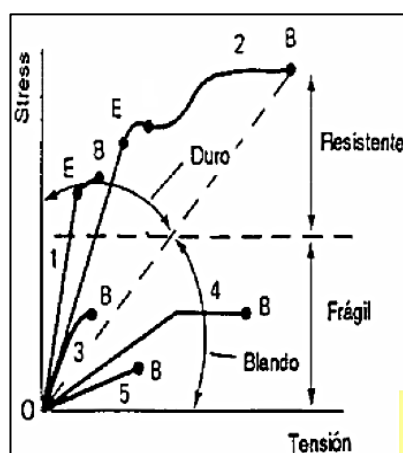
Aumento de la relación superficie/volumen incrementa la velocidad de cocción, calentamiento, enfriamiento.

### 1.4.4 Stress de los alimentos.

Según U.A.M (2013), durante la reducción de tamaño, las partículas del alimento se somete a un stress y se crea una tensión interna que provoca distorsión y deformación de las partículas. En la tabla 1.8 se observa diagrama de stress-tensión respecto al tipo de alimento.

**Tabla 1.8**

Diagrama de Stress – Tensión




E	<b>Límite de elasticidad</b>
B	Punto de rotura
OE	Región elástica
Alimento 1	Duro, resistente y quebradizo
Alimento 2	Duro, muy resistente y dúctil
Alimento 3	Duro, frágil y quebradizo
Alimento 4	Blando, Frágil y dúctil
Alimento 5	Blando, frágil y quebradizo

**Nota:** Diagrama Stress-Tensión **Fuente:**(Irezabal, Luisa Colina, 2013)

**Tabla 1.9**

Reducción mecánica de tamaño de alimentos.

Tipo de fuerza	Tipo de alimento	Productos
 <b>Compresión</b>	 <b>Cristalino</b>	Se utiliza para reducir sólidos duros.
 <b>Impacto</b>	 <b>Fibroso</b>	Se utiliza para reducir sólidos a tamaños gruesos, medianos y finos.
 <b>Frotación o Cizalla</b>	 <b>Blando</b>	Se utiliza para producir partículas finas.
 <b>Corte</b>		Se utiliza para obtener tamaños y formas definidos.

**Nota:** Diferentes tamaños en alimentos. **Fuente:**(Irezabal, Luisa Colina, 2013)

El tipo de fuerza a emplear para lograr una reducción de tamaño depende del tipo de alimento que se tenga.

La mayor parte de las carnes, frutas y verduras pertenecen al grupo de alimentos fibrosos.

**Tabla 1. 10**

Cuadro de alternativas.

<b>Marca</b>	<b>Diseño</b>	<b>Tipo</b>	<b>Operabilidad</b>	<b>Factibilidad construcción</b>	<b>Mano de obra</b>	<b>Mantenimiento</b>	<b>Capacidad</b>	<b>Costo</b>
<b>Treif (felix)</b>	Sistema de pre avance por empuje y corte por cuchilla tipo rejilla y transversal	Cubicadora/ rebanadora Treiffelix. 155 r.p.m	Eléctrica e hidráulica. Sencillo y cómodo	Compleja y costosa. Controles automatizados mediante PLC.	Calificado con certificación en alimentos. Mecanismo complejo.	Fácil limpieza. Material totalmente higiénica, acero inox. Costo alto.	Max: 0,8 Tonelada/ hora	\$9960
<b>Ultra Source®</b>	Corte por acción centrífuga y cuchillas giratorias	Cubicadora/ Rebanadora SR-1 Ultrasource® 176 r.p.m	Eléctrica con posicionamiento de cuchilla automático	Compleja y costosa. Automatizado.	Calificado con certificación en alimentos.	Fácil limpieza. Material totalmente higiénica, acero inox. Bajo costo.	Max: 80 cortes por minuto	\$7029
<b>Minsa®</b>	Corte por acción centrífuga con cuchillas giratorias	Cubicadora de verduras y frutas. 182 r.p.m	Eléctrica con Mando manual sencilla.	Manufactura compleja de sus cuchillas.	Manufactura en acero inoxidable.	Compleja por su diseño de cuchillas Costo alto.	Max: 150 kg/h	\$5925

Nota: Varias fuentes de consulta. **Fuentes:**(Maquinaria agroindustrial MIMSA-MIMSA, 2016),(UltraSource LLC, 2014), (TREIF Maschinenbau Gmb H, 2016)

## Capítulo 2.




### 2.1 Cálculos aplicados en el diseño y construcción.

#### 2.1.1 Procedimiento práctico para determinar la fuerza experimental de corte.

Se aplica este procedimiento para la obtención de la fuerza necesaria para el corte en alimentos seleccionados y requeridos en las industrias alimenticias, por tanto se seleccionan alimentos como la zanahoria, la cebolla de rama, la cebolla morada, champiñones y papas, seleccionando como alimentos principales para el procedimiento de corte la zanahoria, la cebolla de rama y la cebolla colorada, como se observa en la Tabla 2.1.

**Tabla 2.1**

Selección de alimentos a cortar.

		
Zanahoria (Peso 0,27Kg)	Cebolla rama(Peso 0,12Kg)	Cebolla(Peso 0,090Kg)

**Nota:** Registro de pesos en balanza. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016)

El procedimiento práctico empleado consiste en la utilización de una balanza digital, una prensa y una herramienta cortante, que en este caso es un cuchillo de filo cortante. El cuchillo es ensamblado en la prensa aplicando presión. Este ensamble se ubica sobre la balanza digital. Cada alimento seleccionado es cortado en forma vertical sobre el filo cortante obteniendo consecuentemente la fuerza (Kg) de corte necesaria. El proceso se lo muestra en la Tabla 2.2 y 2.3

**Tabla 2.2**

Procedimiento de corte para determinar la fuerza de corte necesaria.

		
Ensamble de práctica.	Corte de alimentos.	Corte de Alimentos.

**Nota:** Proceso de corte de alimentos. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016).

**Tabla 2.3**

Tabla para determinar la fuerza necesaria para el corte de los alimentos (Kg).

Alimento:Zanahoria   Peso:0,270Kg					
Medida[mm]		Fuerza aplicada[Kg]	Observaciones	Descripción gráfica	
1	Diámetro 1(Ø1)	67	5,03	Normal	
	Diámetro 2(Ø2)	53	5,5	Normal	
	Diámetro 3(Ø3)	40	4,7	Normal	
2	Diámetro 1(Ø1)	54	5,4	Normal	
	Diámetro 2(Ø2)	46	5,2	Normal	
	Diámetro 3(Ø3)	37	4,71	Normal	

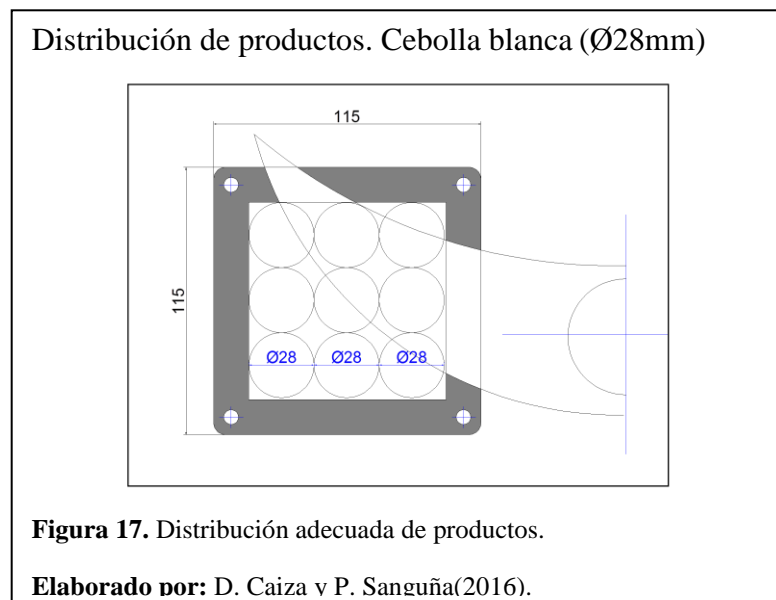
Alimento:Cebolla blanca   Peso:0,120Kg					
Medida[mm]		Fuerza aplicada[Kg]	Observaciones	Descripción gráfica	
1	Diámetro 1(Ø1)	28	5,54	Normal	
	Diámetro 2(Ø2)	23	5,12	Normal	
	Diámetro 3(Ø3)	20	4,43	Normal	

Alimento:Cebolla roja   Peso: 0,090Kg					
Medida[mm]		Fuerza aplicada[Kg]	Observaciones	Descripción gráfica	
1	Diámetro 1(Ø1)	60	4,71	Normal	
	Diámetro 2(Ø2)	55	3,9	Normal	

**Nota:**Selección de fuerza (Kg). **Elaborado por:** D.Caiza y P.Sanguña(2016)

### 2.1.2 Fuerza Experimental.

El procedimiento empleado en la obtención de la fuerza de corte de alimentos se detalla fotográficamente en la Tabla 2.2. Sobre la balanza electrónica se ensambla la prensa y el cuchillo, ubicando en posición de corte vertical mediante la aplicación de la fuerza necesaria (fuerza/persona) para cortar los alimentos. En la figura 17 se observa que el ducto se dimensionará de (85 x 85) mm por la distribución adecuada de productos, además se visualiza que la fuerza máxima se aplicará sobre tres productos a la vez.  $F=5.54\text{Kgf} \rightarrow \text{Cebolla blanca (rama)} \varnothing 28\text{mm}$ .



Por el ducto de corte pasará 3 cebollas multiplicado por los tres productos que cortará al mismo tiempo, nos da un resultado de 16.62 Kgf

$$F = 16.62\text{Kgf} \left( \frac{9.81\text{N}}{1\text{Kgf}} \right)$$

$$F = 163,04\text{N}$$

Como factor de seguridad la fuerza de corte se aproxima a  $F=17\text{Kgf}$

$$F = 17\text{Kgf} \left( \frac{9.81\text{N}}{1\text{Kgf}} \right)$$

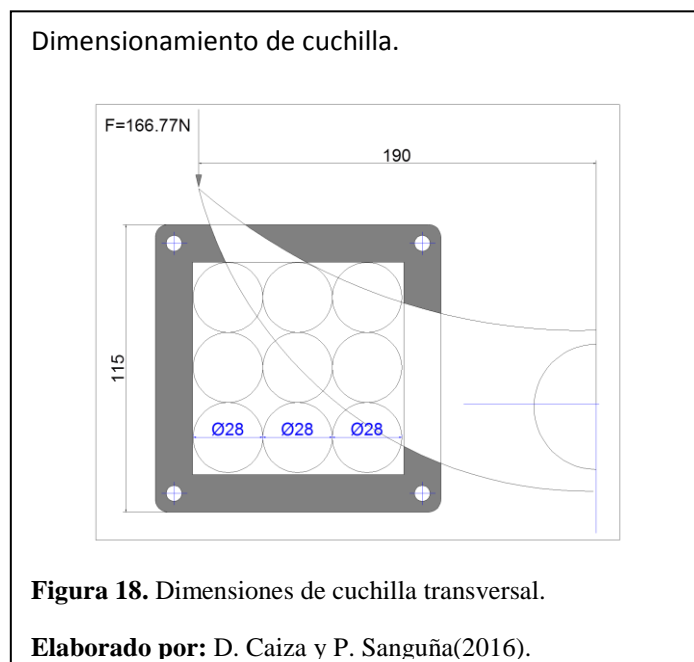
La fuerza final de corte de alimentos es  **$F=166.77\text{ N}$**



### 2.1.3 Diseño de cuchillas tipo rejilla y cuchilla de corte transversal.

#### 2.1.3.1 Diseño de cuchilla de corte transversal.

El dimensionamiento de la cuchilla que cortará los productos será seleccionado mediante parámetros relacionados al corte total de productos en el ducto seleccionado (85 x 85) mm y la distancia próxima al eje de la cuchilla, por tanto, se selecciona una distancia radial de cuchilla de 160 mm, esto se observa en la figura 18.



*Torque generado por corte de productos.*

Distancia radial de cuchilla transversal.  $d = 0.19m$

$$T = F(d)$$

$$T = 166,77N(0,19m)$$

$$T = 31,68 N.m$$

$$1KJ = 1000Nm; \quad T = 31,68J$$

### ***Selección de material para cuchillas tipo rejilla y cuchilla transversal.***

El material a emplear en el diseño y construcción de las cuchillas para el corte de alimentos es el acero inoxidable AISI 304. Este material es uno de los más usados por sus buenas características de soldado y conformado además tiene una excelente resistencia a la corrosión, por tanto debe cumplir como material con grado alimenticio. La tabla 2.4 muestra las propiedades mecánicas y físicas del material acero inoxidable AISI 304

**Tabla 2.4**

Tabla propiedades físicas y mecánicas del acero inoxidable AISI 304.

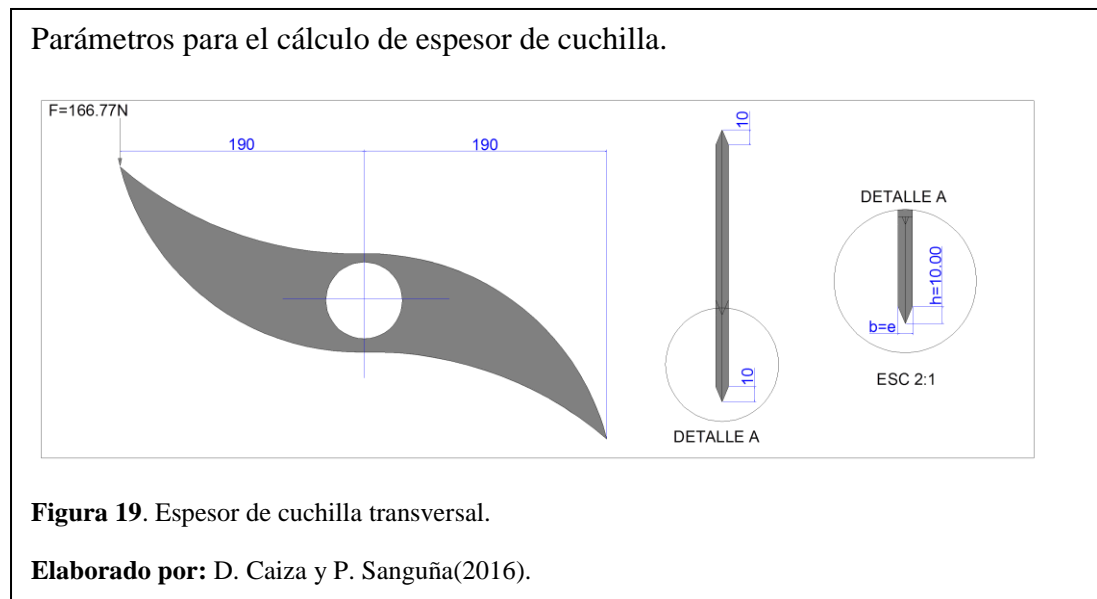
Acero inoxidable. AISI 304	
Propiedades Mecánicas	
<b>Resistencia a la tensión (Su)</b>	580MPa v 85 KSI
<b>Resistencia a la fluencia(Sy)</b>	241MPa v 35 KSI
<b>Elongación</b>	30%(en 50mm)
<b>Reducción de área</b>	40%
<b>Módulo de elasticidad.</b>	200GPa(29000KSI)
<b>Elongación mín.</b>	40%
<b>Dureza max. Brinell (HB)</b>	201
Propiedades Físicas.	
<b>Densidad</b>	7,8 g/cm <sup>3</sup> (0.28 lb/pulg <sup>3</sup> )

**Nota:** Acero inoxidable AISI 304.**Fuente:**(Mott, Robert, 2006)

El acero inoxidable AISI 304 tiene usos muy variados en el sector alimenticio entre los cuales destacan enfriadores de leche, tanques para almacenamiento, intercambiadores de calor, mesas para elaboración de comida, equipos para procesamiento de alimentos, fabricación de artefactos como refrigeradoras entre otros.

### *Cálculo del espesor de la cuchilla de corte transversal.*

El valor que se obtiene de fuerza de corte experimental es de 16.62 Kgf ya que al final de la secuencia cortará 3 productos, para nuestro diseño y construcción se tiene una fuerza de 17Kgf  $\left| \frac{9.81N}{1Kgf} \right| = 166,77N$ , y el procedimiento de cálculo de su espesor será similar al cálculo de la cuchilla tipo rejilla, aplicando la fuerza total como se observa en la figura 19.



Se calcula la resistencia a la fluencia en cortante, con la resistencia a la fluencia ( $S_y$ ) del acero inoxidable AISI 304 igual a 241 MPa. Se emplea la ecuación 1.11.

$$S_{sy} \text{ o } S'_n \geq 0.5 (S_y) = 0.5(0.7 (S_{ut})) \quad (\text{Ec 1. 11})$$

$S_{sy} \text{ o } S'_n$  : Resistencia a la fluencia en cortante.

$S_y$ : Resistencia al punto de fluencia.(241 MPa v 35 KSI)

$S_{ut}$ : Resistencia última a la ruptura.

*Resistencia a la fluencia en cortante.*

$$S'_n = 0.5(S_y) \quad (\text{Ec 1. 11})$$

$$S'_n = 0.5(241\text{MPa})$$

$$S'_n = 120.50\text{MPa}$$

*Esfuerzo máximo cortante.*

**$S_{sy}$  o  $S'_n$**  : Resistencia a la fluencia en cortante.

**$n$** : Se selecciona un factor de seguridad ( $n=5$ ), por prevención al desgaste, posible desgaste prematuro por manipulación de operarios no calificados, factores de error y desviación producto de la calidad y propiedad de los materiales.

$$\tau_{max} = \frac{S'_n}{n} \quad (\text{Ec 1. 12})$$

$$\tau_{max} = \frac{120.50\text{MPa}}{5}$$

$$\tau_{max} = 24.10\text{MPa}$$

En la figura 19 se observa la altura útil de la cuchilla ( $h=10\text{mm}$ ) y la base o espesor ( $b=e$ ) necesario para la cuchilla de corte transversal. Por tanto se reemplaza en la ecuación.

$$A = b \times h$$

$$A = (b \approx e) \times h$$

$$A = e \times 0.01\text{m}$$

$$\tau_{max} = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec 1. 9})$$

$$\tau_{max} = \frac{F}{e \times 0.01\text{m}}$$

Se despeja (e=espesor) de cuchilla para diseñar y fabricar, sin embargo se seleccionará de acuerdo a este cálculo y otros parámetros.

$$e = \frac{F}{\tau_{\max} \times 0.01m}$$

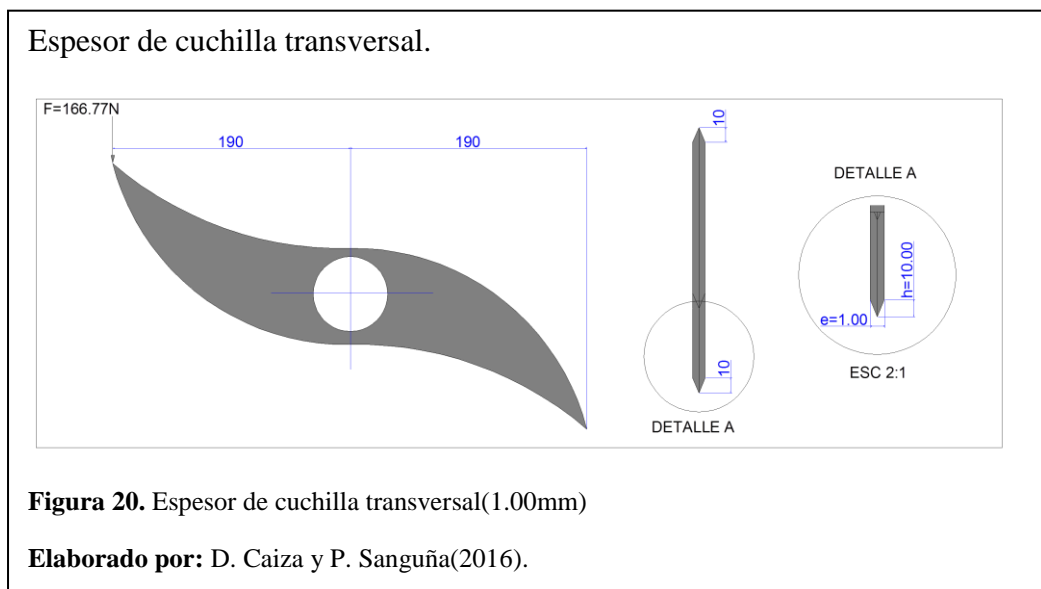
$$e = \frac{17 \text{ Kgf} \times 9.81 \frac{m}{s^2}}{24.10 \text{ MPa} \times 0.01m}$$

$$e = 6.9199 \times 10^{-4}m$$

Espesor real de cuchilla.

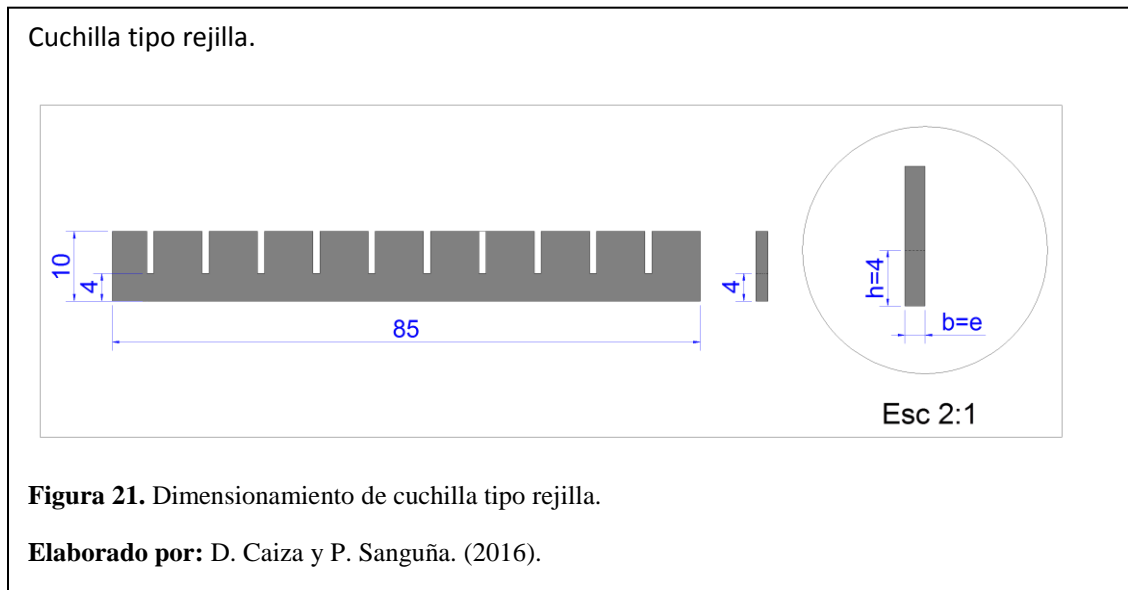
$$e = 0.69 \text{ mm}$$

El espesor calculado de la cuchilla es de (e=0.69mm), no obstante, como se observa en la figura 20, el espesor seleccionado de cuchilla la cuchilla transversal es de (e=1,00mm), para garantizar altura de afilado en un lado de la cara de la cuchilla con altura h=10mm.



### 2.1.3.2 Diseño de cuchilla tipo rejilla.

Se dimensiona la cuchilla tipo rejilla según la distribución de alimentos que van a ser ubicados en el ducto propuesto en la figura 17. El dimensionamiento de la cuchilla será en función del ducto (85 x 85) mm, del diseño del marco soporte para las cuchillas y la altura útil de la cuchilla como se muestra en la figura 21.



$$S_{sy} \text{ o } S'_n \geq 0.5 (S_y) = 0.5(0.7 (S_{ut})) \quad (\text{Ec 1.11})$$

$S_{sy}$  o  $S'_n$  : Resistencia a la fluencia en cortante.

$S_y$ : Resistencia al punto de fluencia. (241 MPa v 35 KSI)

$S_{ut}$ : Resistencia última a la ruptura.

Resistencia a la fluencia en cortante.

$$S'_n = 0.5(S_y) \quad (\text{Ec 1.11})$$

$$S'_n = 0.5(241\text{MPa})$$

$$S'_n = 120.50\text{MPa}$$

Esfuerzo máximo cortante.

$S_{sy}$  o  $S'_n$  : Resistencia a la fluencia en cortante.

**n:** Se selecciona un factor de seguridad ( $n=5$ ), por prevención al desgaste, posible desgaste prematuro por manipulación de operarios no calificados, factores de error y desviación producto de la calidad y propiedad de los materiales.

$$\tau_{\max} = \frac{S'_n}{n} \quad (\text{Ec 1. 12})$$

$$\tau_{\max} = \frac{120.50\text{MPa}}{5}$$

$$\tau_{\max} = 24.10\text{MPa}$$

En la figura 21, se observa la altura útil de la cuchilla ( $h=4\text{mm}$ ) y la base o espesor ( $b=e$ ) necesario para la cuchilla tipo rejilla. Por tanto se reemplaza en la ecuación.

$$A = b \times h$$

$$A = (b \approx e) \times h$$

$$A = e \times 0.004m$$

$$\tau_{\max} = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec 1. 9})$$

$$\tau_{\max} = \frac{F}{e \times 0.004m}$$

Se despeja ( $e$ =espesor) de cuchilla para diseñar y fabricar, sin embargo se seleccionará de acuerdo a este cálculo y otros parámetros.

$$e = \frac{F}{\tau_{\max} \times 0.004m}$$

$$e = \frac{5.54 \text{ Kg} \times 9.81 \frac{m}{s^2}}{24.10 \text{ MPa} \times 0.004 m}$$

$$e = 5.6369 \times 10^{-4} m$$

Espesor real de cuchilla.

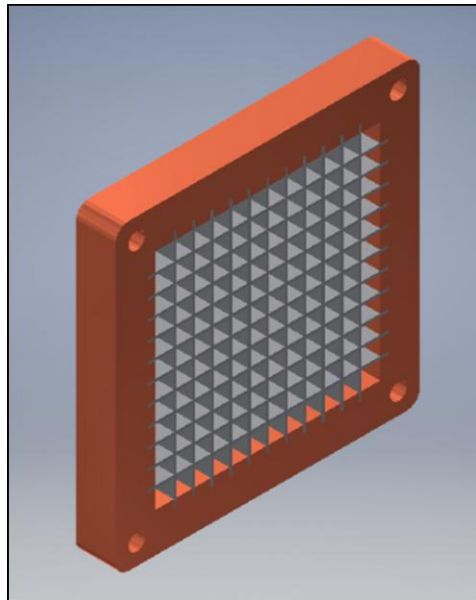
$$e = 0.56 \text{ mm}$$

Espesor seleccionado de cuchilla.

$$e = 0.70 \text{ mm}$$

Se realiza la selección y adquisición del material plancha Acero Inoxidable A 304 (e=0.7mm), en función del espesor calculado para la fabricación de las cuchillas tipo rejilla y de la existencia de este espesor de material en los proveedores consultados. En la figura 22 se observa la disposición final de estas cuchillas ensambladas.

Cuchilla tipo rejilla.



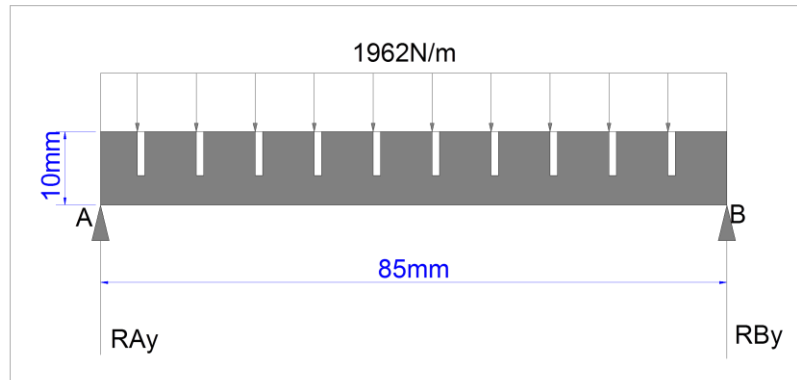
**Figura 22.** Dimensionamiento de espesor cuchilla tipo rejilla. (0.7mm)

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016)



*Reacciones en cuchilla tipo rejilla.*

Reacciones verticales.



**Figura 23.** Reacciones en cuchilla tipo rejilla.

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña (2016).

Sumatoria de fuerzas verticales es igual a cero.

$$\uparrow_+ \sum F_y = 0$$

$$RA_y + RB_y - 166.77N = 0$$

$$RA_y + 166.77N - 83.38N = 0$$

$$RA_y = 83.38N$$

Sumatoria de momentos desde el punto a es igual a 0

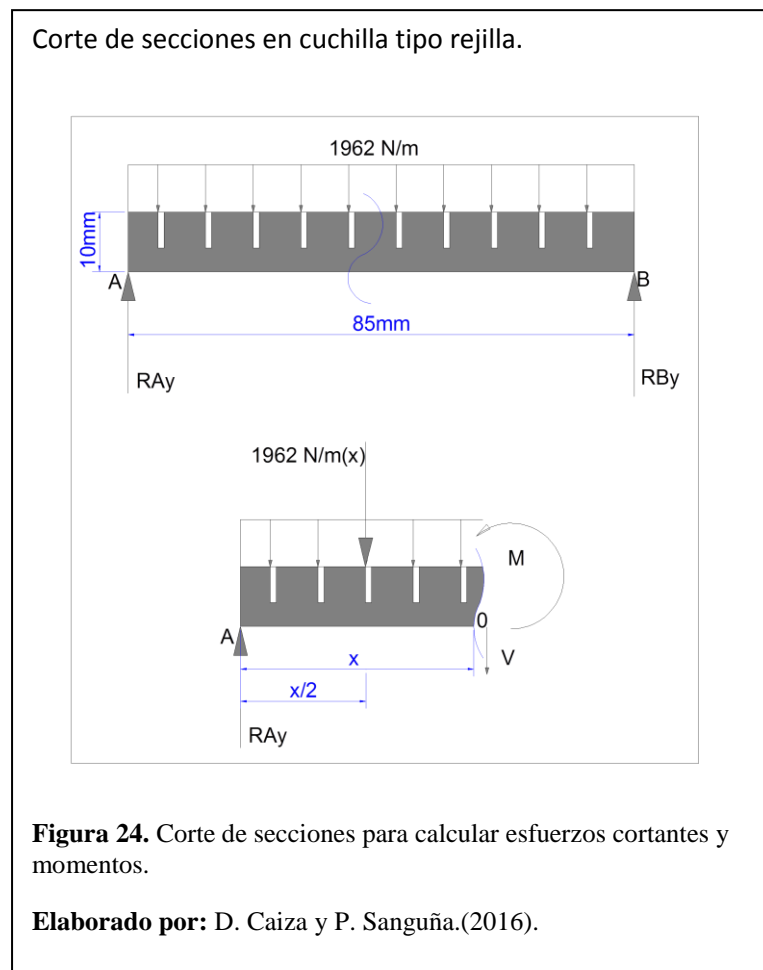
$$\downarrow_+ \sum M_a = 0$$

$$RB_y(0.085m) - 166.77N(0.0425m) = 0$$

$$RB_y = \frac{7.08 \text{ N.m}}{0.085m}$$

$$RB_y = 83.38N$$

Se realiza corte necesario para determinar esfuerzos cortantes y momentos.



Sumatoria de esfuerzos cortantes igual a cero.

$$R_{Ay} - 1962(x) - V = 0$$

$$V = R_{Ay} - 1962(x)$$

$$V = 83.38 \text{ N} - 1962(x)$$

**Tabla 2.5**

Evaluación de la ecuación de esfuerzo cortante. Cuchilla tipo rejilla.

$V = 83.38 \text{ N} - 1962(x)$		
X=0	X=0.04m	X=0.085m
83.38 N	0	-83.38 N

**Nota:** Cálculo esfuerzos cortantes. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016).

$$\uparrow_+ \sum M_0 = 0$$

$$R_{Ay}(x) - \left[ (1962(x)) \left( \frac{x}{2} \right) \right] - M = 0$$

$$R_{Ay}(x) - \frac{1962x^2}{2} - M = 0$$

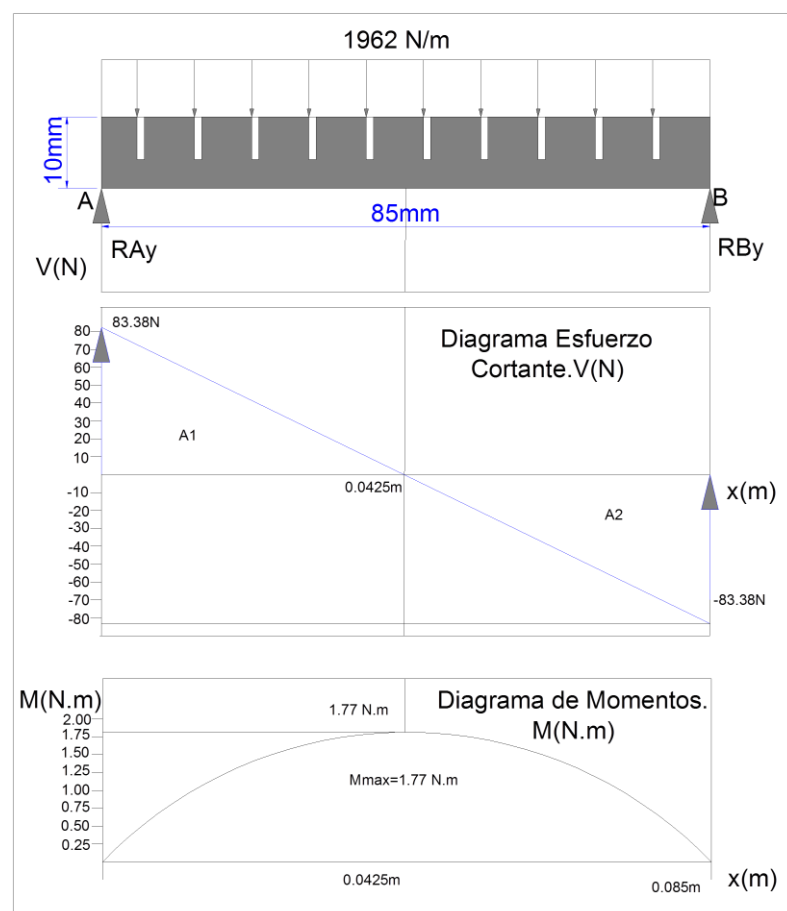
$$M = R_{Ay} - \frac{1962x^2}{2}$$

**Tabla 2.6** Evaluación de la ecuación de momento. Cuchilla tipo rejilla.

$M = R_{Ay} - \frac{1962x^2}{2}$		
X=0	X=0.04 m	X=0.08 m
0	1.77 N.m	0

**Nota:** Cálculo de momentos. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016).

Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos.



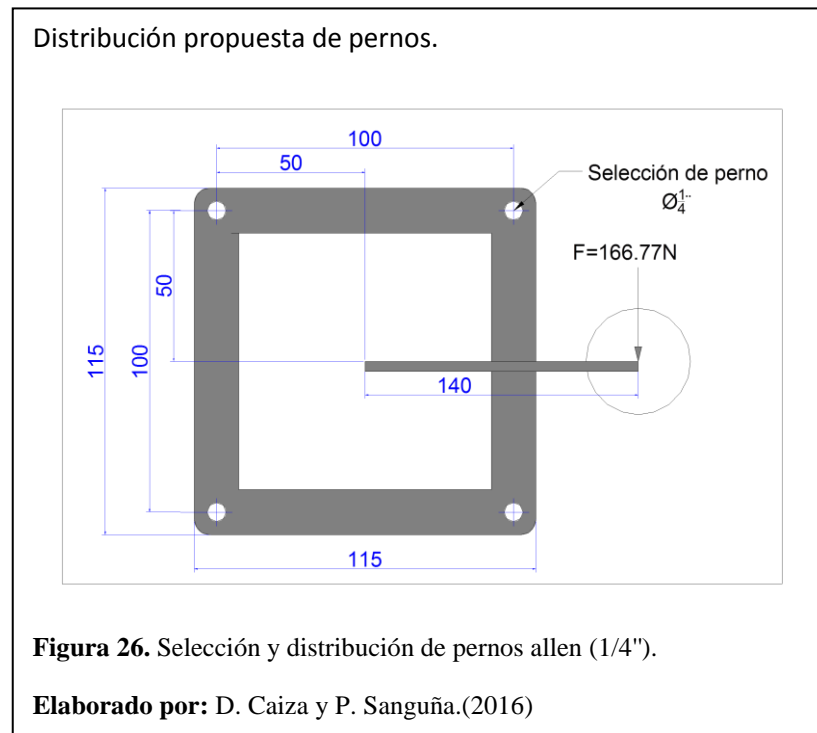
**Figura 25.** Diagrama esfuerzos cortantes y diagrama de momentos.

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016)

En la figura 25 se observa que en el diagrama de esfuerzos cortantes se generan valores máximos de 83.38 N en sus apoyos fijos extremos, mientras que en el diagrama de momento máximo se registra un valor de 1.77 N.m a una distancia de 0.0425m. La selección de materiales para la construcción permite determinar que los esfuerzos cortantes(83.38N) y momento flector(1.77 N.m) calculados, no afectarán en la vida útil de los elementos fabricados.

*Dimensionamiento y distribución de pernos en anclaje de marco de cuchillas tipo rejilla.*

Se dimensiona el marco para el anclaje de cuchillas tipo rejillas en función del espesor calculado y de la longitud seleccionada de la cuchilla tipo rejilla. Se selecciona la distribución de pernos allen acero inoxidable AISI 304(1/4") de acuerdo a la geometría del marco representado en la figura 26 y se utilizará un conjunto de 4 pernos allen en el contorno.



Se determina la fuerza cortante como resultado de la distribución en el conjunto de pernos igual a cuatro.

$$F_s = \left( \frac{F_T}{4} \right)$$

$$F_s = \left( \frac{166.77N}{4} \right)$$

$$F_s = 41.69 N/perno$$

Se calcula el momento al que están sometido el conjunto de pernos para lo cual se estima la distancia propuesta en la figura 26, de 140mm, esta medida es necesaria para cubrir el corte total de los productos a la salida de las cuchillas tipo rejilla.

$$M = F_T(d)$$

$$M = 166.77N(0.14m)$$

$$M = 23.34N.m \approx 23.34J$$

La distancia radial desde el centroide del conjunto de pernos hacia uno de ellos, se determina mediante el teorema de Pitágoras como se muestra en la figura 27.

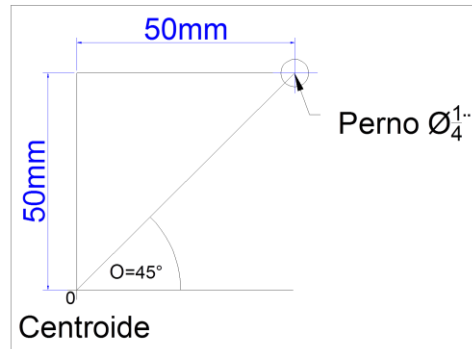
$$r = \sqrt{(50mm)^2 + (50mm)^2}$$

$$r = \sqrt{(2500mm) + (2500mm)}$$

$$r = \sqrt{5000mm}$$

$$r = 0.07 m$$

Distancias propuestas para perno allen (1/4").



**Figura 27.** Distancias desde centroide hacia centro de perno seleccionado.

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña. (2016)

El conjunto de pernos tiene la misma distancia  $r$  desde el centroide hasta su centro ya que son equidistantes.

$$\sum r^2 = 4(0.07m)^2$$

$$\sum r^2 = 0.02 m^2$$

Se calcula la fuerza que actúa sobre cada perno. Esta fuerza actúa igual en cada perno.

$$F_i = \frac{Mr_i}{\sum r^2}$$

$$F_i = \frac{23.34 Nm (0.07 m)}{0.02 m^2}$$

$$F_i = 81.69 N$$

Se analiza fuerzas cortantes que actúan sobre cada pernos,  $F_1$  en sus componentes (x,y).

$$F_{1x} = F_i \sen \theta$$

$$F_{1x} = 81.69 N (\sen 45^\circ)$$

$$F_{1x} = 57.76 N$$

$$F_{1y} = F_i \cos \theta$$

$$F_{1y} = 81.69 \text{ N } (\cos 45^\circ)$$

$$\mathbf{F_{1y} = 57.76 \text{ N}}$$

En la dirección y se calcula la fuerza total.

$$F_{Ty} = F_{1y} + F_s$$

$$F_{Ty} = 57.76 \text{ N} + 41.69 \text{ N}$$

$$F_{Ty} = 99.45 \text{ N}$$

Fuerza resultante sobre el perno.

$$R_1 = \sqrt{(F_{1x})^2 + (F_{Ty})^2}$$

$$R_1 = \sqrt{(57.76 \text{ N})^2 + (99.45 \text{ N})^2}$$

$$R_1 = \sqrt{13226.52}$$

$$\mathbf{R_1 = 115.00 \text{ N}}$$

Se propone pernos Acero Inoxidable AISI A304 de ¼", con resistencia a la fluencia  $S_y = 241 \text{ MPa}$  ó  $35 \text{ KSI}$

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\frac{1}{4} \text{ plg} = 0.00635 \text{ m}$$

$$A_{\text{perno}} = \frac{\pi (0.00635 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_{\text{perno}} = \frac{1.26 \times 10^{-4}}{4}$$

$$\mathbf{A_{perno} = 3.16 \times 10^{-5} \text{ m}^2}$$

Se analiza el esfuerzo cortante admisible  $\tau_a$

$$A_{perno} = \frac{R_1}{\tau_a}$$

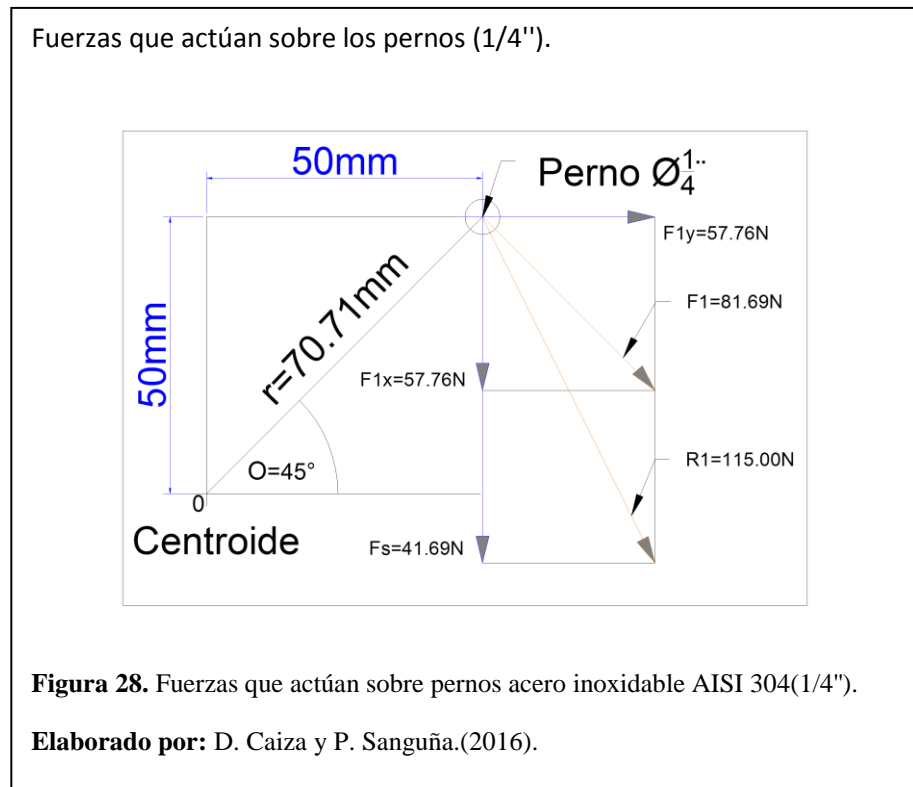
$$\tau_a = \frac{R_1}{A_{perno}}$$

$$\tau_a = \frac{115.00N}{3.166 \times 10^{-5} m^2} \left[ \frac{1 MPa}{10^6 Pa} \right]$$

$$\tau_a = 3.63 MPa$$

$$3.63 MPa < 241 MPa$$

Al comprobar que la resistencia a la fluencia del acero inoxidable AISI 304 ( $S_y = 241 MPa$  ó  $35 KSI$ ) es superior al esfuerzo permisible a cortante del perno de  $1/4"$  ( $3.63 MPa$ ) calculado, se puede validar el diámetro de los pernos seleccionados. La figura 28 muestra las fuerzas que actúan sobre pernos allen acero inoxidable 304 ( $1/4"$ ).





#### 2.1.4 Cálculo y selección del motorreductor.

##### 2.1.4.1 Selección de revoluciones por minuto (RPM) .

- a) Valor determinado de r.p.m. ( $n=170\text{RPM}$ ), se detalle en el capítulo 1

Conversión:

$$170 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \left( \frac{2\pi \text{rad}}{1 \text{rev}} \right) \left( \frac{1 \text{min}}{60 \text{s}} \right) = 17,80 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$n_1 = 170 \text{rpm} \approx 17,80 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

##### 2.1.4.2 Cálculo de potencia del motorreductor.

El cálculo se lo realiza entre el torque ( $T=31,68 \text{ N.m}$ ) y las revoluciones por minuto (170rpm o 17.80 rad/s) seleccionadas.

$$P = T(n)$$

$$P_1 = 31,68 \text{J} * (17,80 \frac{\text{rad}}{\text{s}})$$

$$P_1 = 563.90 \text{W}$$

$$P_1 = 563,90 \text{W} \left( \frac{1 \text{HP}}{746 \text{W}} \right)$$

$$P_1 = 0,75 \text{HP}$$

##### 2.1.4.3 Selección del motorreductor.

Mediante consultas y análisis en varios proveedores o distribuidores de venta de motorreductores eléctricos se seleccionó el equipo que cumple con los requisitos técnicos calculados. Los datos técnicos calculados y presentados en la tabla 2.7, son parámetros necesarios para la selección del motorreductor.

**Tabla 2.7**

Datos técnicos calculados para selección de motorreductor.

<b>Datos técnicos calculados.</b>	
<b>Torque(N.m)</b>	31,68 N.m
<b>Revoluciones por minuto(R.P.M)</b>	170 RPM
<b>Potencia del motor(HP)</b>	0.75 HP

**Nota:** Cálculos de motorreductor. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016).

Por tanto se selecciona con revoluciones de 173 rpm, torque de servicio 27.69N.m, además, a pesar de tener una potencia calculada de 0.75 HP, el motorreductor seleccionado dispone de una potencia de 1 HP. Se sobredimensiona la potencia del motor a 1 HP por selección y disponibilidad del motorreductor y se comprueba que los parámetros de torque (N.m) y revoluciones (r.p.m.) sean iguales a los calculados, para garantizar el correcto funcionamiento de la máquina.

En la tabla 2.8 se muestran los datos técnicos del motorreductor seleccionado. El factor de servicio de 2,60 representa que el equipo soportará 72 N.m con 24 hora de labor continua a sobrecarga y una media de 100 arranques/hora, según especificaciones de fábrica.

**Tabla 2.8**

Datos técnicos motorreductor ortogonal (Motovario/VOGES).

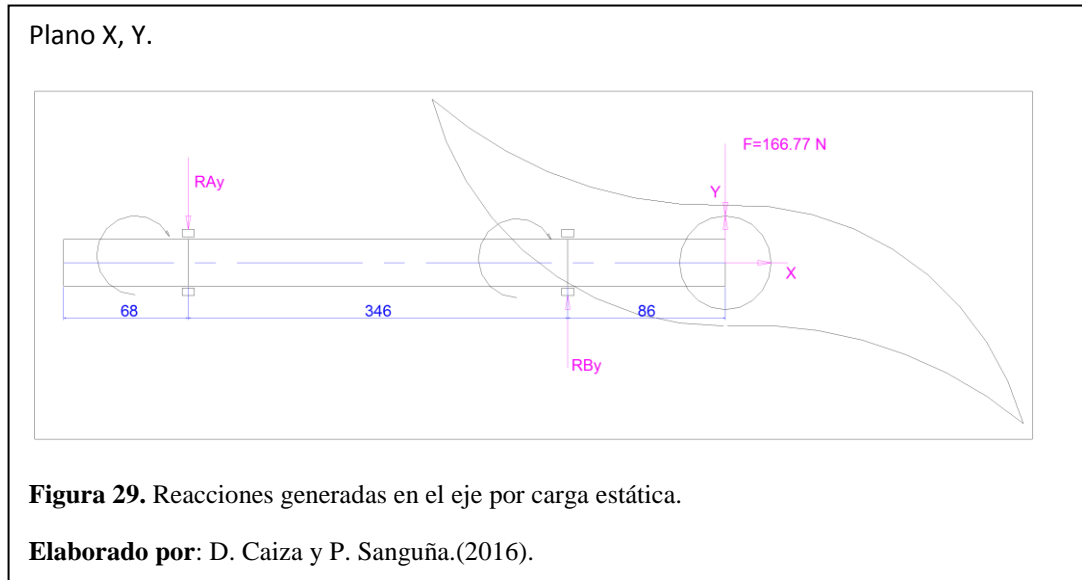
<b>Datos técnicos de motorreductor ortogonal.</b>	
<b>Marca</b>	Motovario/Voges.
<b>Tipo</b>	Tornillo Sin fin-corona
<b>Potencia del motor</b>	1HP/4P(1735)
<b>Revoluciones de salida</b>	173 RPM
<b>Torque de servicio</b>	27.69 N.m
<b>Factor de servicio</b>	2.60(fabricante)
<b>Diámetro del agujero del servicio</b>	25 mm
<b>Voltaje</b>	110/220V/Monofásico
<b>Protección</b>	IP55 contra polvo y agua

**Nota:** Motorreductor Motovario/Voges). **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016).

## 2.1.5 Diseño del eje conductor.

### 2.1.5.1 Análisis de reacciones producidas en el eje.

En la figura 29, se observa las reacciones producidas al aplicar la carga de corte de alimentos en el eje (166.77 N).



$$\uparrow + \sum Fy = 0$$

$$R_A + R_B - F = 0$$

$$1) R_{Ay} + R_{By} = 166.77N$$

$$-41.44N + R_{By} = 166.77N$$

$$R_{By} = 208.21 N$$

Sumatoria de momentos en el punto o igual a cero.

$$\downarrow + \sum M_0 = 0$$

$$R_{Ay}(0.068) + R_{By}(0.414) - F(0.5) = 0$$

$$2) R_{Ay}(0.068) + R_{By}(0.414) = 83.38 N.m$$

$$1) \quad R_{Ay} + R_{By} = 166.77 \text{ N } (-0.414)m$$

$$2) \quad R_{Ay}(0.068m) + R_{By}(0.414) = 83.38 \text{ N} \cdot m$$

$$1) \quad -0.414R_{Ay} - 0.414R_{By} = -69.04 \text{ N} \cdot m$$

$$2) \quad R_{Ay}(0.068m) + R_{By}(0.414) = 83.38 \text{ N} \cdot m$$

---

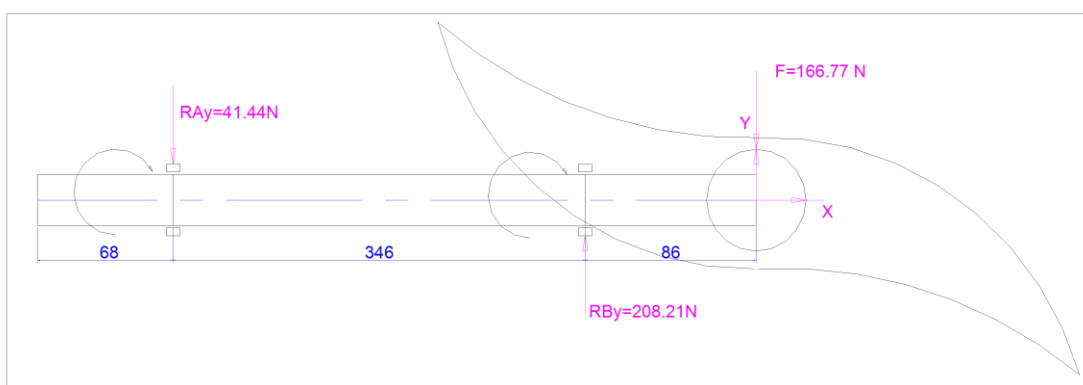

$$-0.346R_{Ay} = 14.34 \text{ N} \cdot m$$

$$-R_{Ay} = \frac{14.342 \text{ N} \cdot m}{0.346m}$$

$$R_{Ay} = -41.44 \text{ N}$$

En la figura 30 se observa los valores de las reacciones producidas ( $R_{Ay} = -41.44 \text{ N}$ ;  $R_{By} = 208.21 \text{ N}$ ) al analizar la sumatoria de fuerza verticales y la sumatoria de momentos producidos desde un punto seleccionado.

Reacciones producidas en el eje.



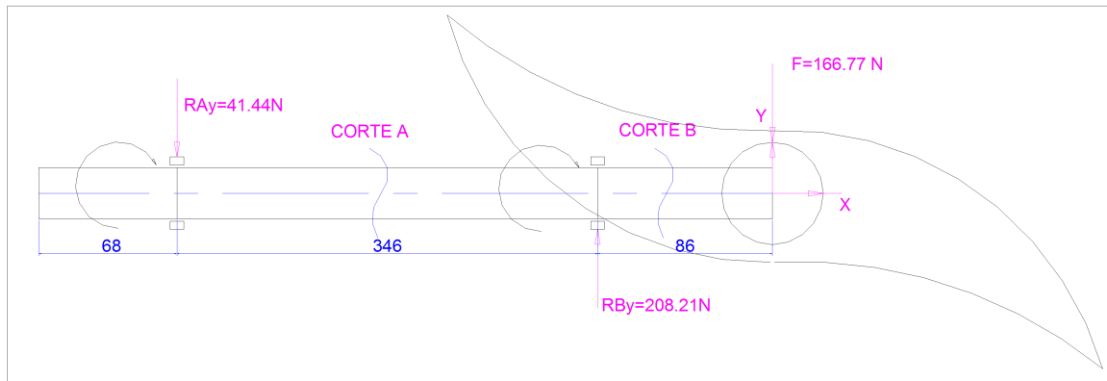
**Figura 30.** Valor de reacciones producidas en el eje por cargas estáticas.

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016).

### 2.1.5.2 Corte de secciones para análisis de fuerzas cortantes y momentos.

Se determinan dos cortes necesarios A y B para el análisis de esfuerzos cortantes y momentos flectores en el eje conductor de la cuchilla transversal, como se muestra en la figura 31.

Corte se secciones A,B.

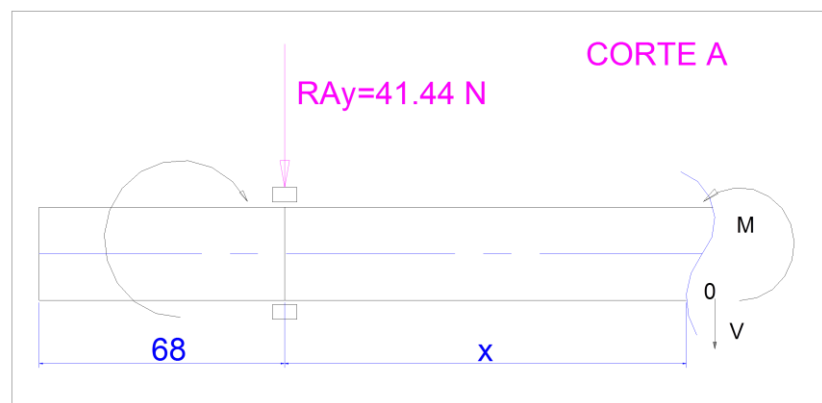


**Figura 31.** Corte de secciones A y B, esfuerzos cortantes y momentos.

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016).

Se establece el corte A y se determina esfuerzo cortante y momento, como se muestra en la figura 32.

Corte de sección A.



**Figura 32.** Corte A, para determinar esfuerzos cortantes y momentos.

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016).

Sumatoria de fuerzas en Y igual a cero.

$$\uparrow_+ \sum F_y = 0$$

$$-RA_y - V = 0$$

$$V = -RA_y$$

$$V_1 = -41.44N$$

Sumatoria de momentos en el punto O igual a cero.

$$\uparrow_+ \sum M_O = 0$$

$$(-RA_y(x)) - M = 0$$

$$M = -41.44(x)$$

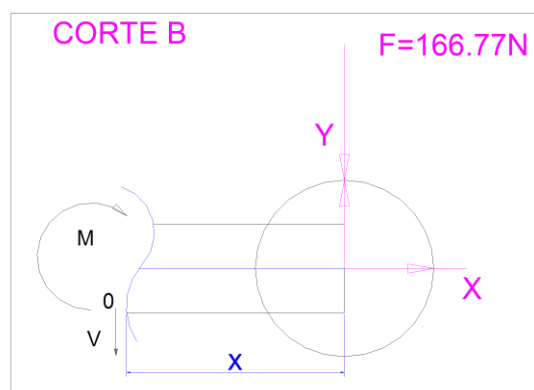
**Tabla 2.9** Evaluación de ecuación de momento sección A.

Se evalúa la ecuación de momento.(M) $M = -41.44N(x)$	
X=0	X=0.346m
M=0	M=-14.34N.m

**Nota:** Ecuación de momento. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016).

Se establece el corte B y se determina esfuerzo cortante y momento, como se muestra en la figura 33.

Corte de sección B.



**Figura 33.** Corte sección B para determinar cortantes y momentos.

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016).

Sumatoria de fuerzas en Y igual a cero

$$\uparrow_+ \sum F_y = 0$$

$$-F - V_2 = 0$$

$$V_2 = -F$$

$$V_2 = -166.77N$$

Sumatoria de momentos en el punto O igual a cero

$$\uparrow_+ \sum M_O = 0$$

$$M_2 + 166.77N(x) = 0$$

$$M_2 = -166.77N(x)$$

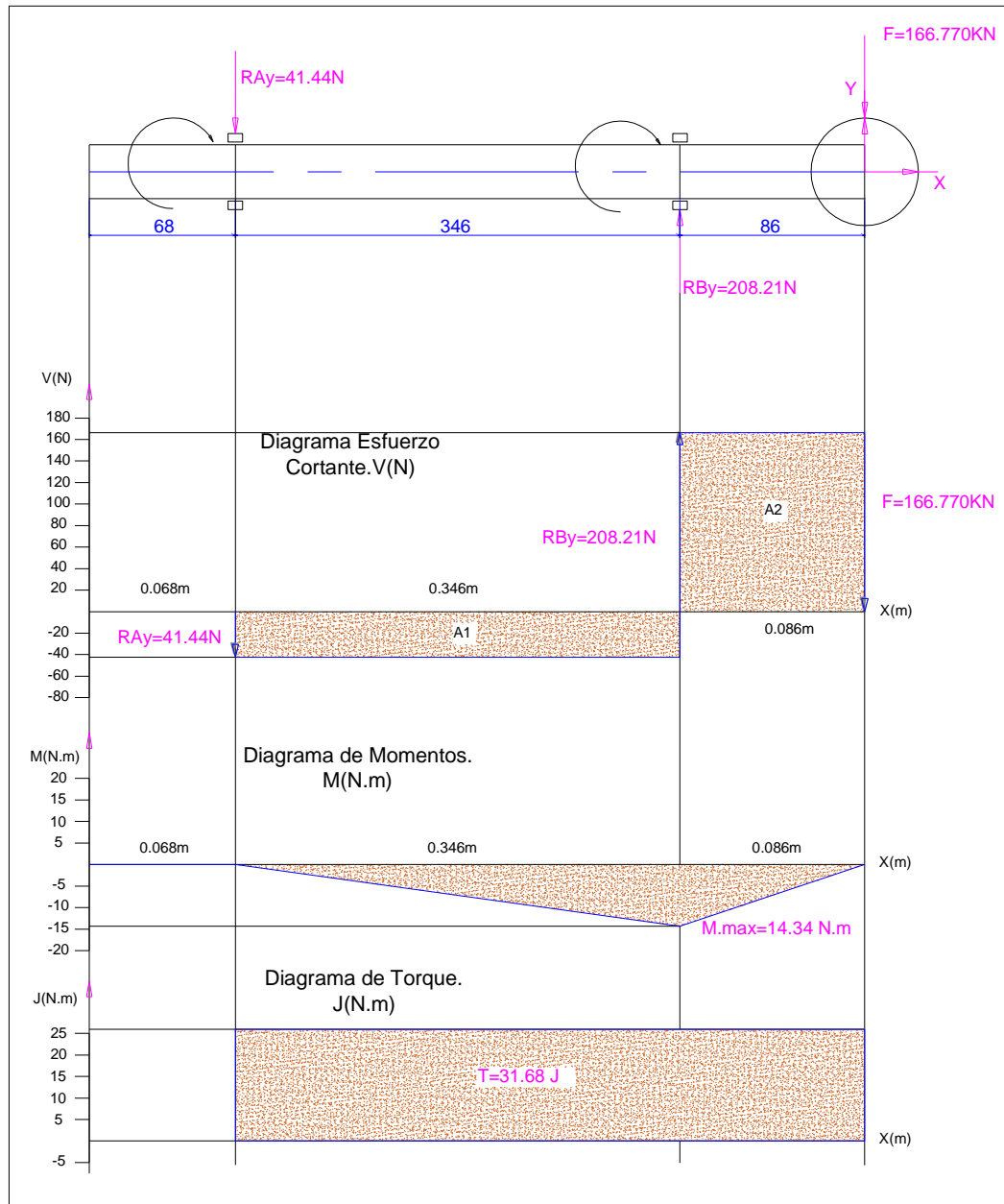
**Tabla 2.10** Evaluación de ecuación de momento sección B.

Se evalúa la ecuación de momento.(M)	
$M_2 = -166.77N(x)$	
X=0.086m	X=0
M=-14.34N.m	M=0

**Nota:** Ecuación de momento. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016).

En la figura 34 se observa que en el diagrama de esfuerzos cortantes se generan un valor máximo de 166.77 N en sus apoyos de rodamientos, mientras que en el diagrama de momento máximo se registra un valor de 14.34 N.m a una distancia de 0.414m, correspondiente a la ubicación del segundo rodamiento. La selección del material acero inoxidable AISI 304 en el eje conductor de la cuchilla transversal nos permite garantizar que los esfuerzos cortantes (166.77N) y momento flector máximo (14.34 N.m) calculados, no afectarán la vida útil de los elementos fabricados.

Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos flectores.



**Figura 34.** Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos generados en el eje.

**Elaborado por:** D. Caiza y P .Sanguña.(2016)



### 2.1.5.3 Diseño de eje por teoría de falla a flexión y torsión.

Momento máximo: 14.34N.m

Torque: 31,68 N.m

$$\delta = \frac{32M}{\pi d^3} \quad ; \quad \tau = \frac{16T}{\pi d^3}$$
$$\delta = \frac{32(14.34\text{N.m})}{\pi d^3} \quad ; \quad \tau = \frac{16(31,68\text{J})}{\pi d^3}$$
$$\delta = \frac{146.07}{d^3} \quad ; \quad \tau = \frac{161,34}{d^3}$$

Selección de factor de seguridad (Fs=5).

$$[\delta] = \frac{Sy}{Fs} \quad (Sy = 241 \text{ MPa})$$

$$[\delta] = \frac{241 \text{ MPa}}{5}$$

$$[\delta] = 48.2 \text{ MPa} \approx 48.2 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Cálculo de eje por teoría de falla.

$$\delta_{eq} = \sqrt{\delta^2 + 3\tau^2} = [\delta]$$

$$\delta_{eq} = \sqrt{\left(\frac{146.07\text{Nm}}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{161,34\text{Nm}}{d^3}\right)^2} = 48.2 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\left(\sqrt{\left(\frac{21338.19}{d^6}\right) + \left(\frac{78091,78}{d^6}\right)}\right)^2 = \left(48.2 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)^2$$

$$\frac{21338,19}{d^6} + \frac{78091,78}{d^6} = \left(48.2 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)^2$$

$$\frac{99429,97}{d^6} = 2.3232 \times 10^{15} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$d^6 = \frac{99429,97}{2.3232 \times 10^{15}}$$

$$d = \sqrt[6]{4,27 \times 10^{-11}}$$

$$d = 0.0187\text{m} \approx 18,70\text{mm}$$

#### **2.1.5.4 Diseño de eje sometido a flexión y torsión. (Norma ANSI B106.IM-1985)**

*Factores de Diseño.*

*Resistencia a la fluencia. ( $S_u$ ):* 586 MPa ó 85 Ksi

*Factor de Seguridad( $N$ ):* Se selecciona valores de 1.25 a 2.00 por ser componentes bajo cargas estáticas para los que exista un alto grado de confianza en todos los datos del diseño

*Valores preliminares de diseño ( $K_t$ ):* Cuñero de perfil ( $K_t$ : 2.0); Cuñero de trineo ( $K_t$ : 1.6).

*Resistencia a la fatiga modificada ( $S'_n$ ).*

$$S'_n = S_n(C_R C_S) \quad (\text{Ec 1.5})$$

Donde:

$$S_n = 0.5(S_u)$$

$$S_n = 0.5(586 \text{MPa})$$

$$S_n = 293 \text{ Mpa}$$

*Factor de confiabilidad.*

Valores comprendidos entre 90%-99.9%, para diseños con mayor confiabilidad, por lo tanto se selecciona un rango 90% de confiabilidad.

*Rango de tamaño. ( $C_s$ )*

Valor estimado de diámetro a utilizar  $D$ : 25mm

$$7.62 \text{mm} < D \leq 50 \text{mm}$$

$$C_s = \left(\frac{D}{7.62}\right)^{-0.11}$$

$$C_s = \left(\frac{25}{7.62}\right)^{-0.11}$$

$$C_s = 0.877$$

$$S'_n = S_n(C_R C_S) \quad (\text{Ec 1.6})$$

$$S'_n = (293 \times 10^6)(0.9)(0.877)$$

$$S'_n = 231.26 \text{ MPa}$$

*Cálculo de diámetros del eje conductor de cuchilla transversal a flexión y torsión. Norma. (ANSI B106.IM-1985)*

$$d = \left[ \frac{32(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec 1.4})$$

Sección d<sub>1</sub> existe perforación para insertar una cuña cuyo valor de trineo será:

$$K_t = 1.6 \text{ (Cuñero de trineo)}$$

$$M = 0 \text{ Nm}$$

$$S'_n = 231.26 \text{ MPa}$$

$$T = 31,68 \text{ N.m}$$

$$N = 2 = (\text{Fs})$$

$$d_1 = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1.6(0 \text{ Nm})}{231.26 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{31,68 \text{ Nm}}{241 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left( \frac{31,68 \text{ Nm}}{241 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = \left[ (20.37) \sqrt{(1.29 \times 10^{-14})} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = [2.31 \times 10^{-6}]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = 0.0132 \text{ m}$$

$$\mathbf{d_1 = 13,22mm}$$

Sección  $d_2$  existe un chaflán redondeado ( $K_t = 1.5$ )

$$N = 2 = (\text{Fs})$$

$$M = 14.34 \text{ Nm}$$

$$T = 31,68 \text{ Nm}$$

( $K_t = 1.5$ ) Chaflán redondeado.

$$S'_n = 231.26 \text{ MPa}$$

$$d_2 = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left( \frac{1.5(14.34 \text{ Nm})}{231,26 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{31,68 \text{ Nm}}{241 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_2 = \left[ 20.37 \sqrt{(9.30 \times 10^{-8})^2 + \frac{3}{4} (1.31 \times 10^{-7})^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_2 = \left[ 20.37 \sqrt{(8.65 \times 10^{-15}) + (1.29 \times 10^{-14})} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_2 = [(20.37)(1.46 \times 10^{-7})]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_2 = 0.01438m$$

$$\mathbf{d_2 = 14.38\ mm}$$

Sección  $d_3$  existe un chaflán agudo ( $K_t = 2.5$ )

$$N = 2 = (Fs)$$

$$M = 14.34Nm$$

$$T = 31,68\ N.m$$

( $K_t = 2.5$ ) Chaflán agudo

$$S'_n = 231.26\ MPa$$

$$d_3 = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left( \frac{2.5(14.34Nm)}{231,26 \times 10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{31,68\ Nm}{241 \times 10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_3 = \left[ 20.37 \sqrt{(1.55 \times 10^{-7})^2 + \frac{3}{4} (1.31 \times 10^{-7})^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_3 = \left[ 20.37 \sqrt{(2.40 \times 10^{-14}) + (1.29 \times 10^{-14})} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_3 = [(20.37)(1.92 \times 10^{-7})]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_3 = 0.01576mm$$

$$\mathbf{d_3 = 15.76\ mm}$$

Sección  $d_4$  existe un chaflán agudo ( $K_t = 2.5$ )

$$N = 2 = (Fs)$$

$$M = 14.34 Nm$$

$$T = 31.68 Nm$$

( $K_t = 2.5$ ) Chaflán agudo

$$S'_n = 231.26 MPa$$

$$d_4 = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left( \frac{2.5(14.34 Nm)}{231,26 \times 10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{31,68 Nm}{241 \times 10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_4 = \left[ 20.37 \sqrt{(1.55 \times 10^{-7})^2 + \frac{3}{4} (1.31 \times 10^{-7})^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_4 = \left[ 20.37 \sqrt{(2.40 \times 10^{-14}) + (1.29 \times 10^{-14})} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_4 = [(20.37)(1.92 \times 10^{-7})]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_4 = 0.01576 mm$$

$$\mathbf{d_4 = 15.76 mm}$$

Sección  $d_5$  existe un chaflán redondeado ( $K_t = 1.5$ )

$$N = 2 = (Fs)$$

$$M = 14.34 Nm$$

$$T = 31.68 Nm$$

( $K_t = 1.5$ ) Chaflán redondeado.

$$S'_n = 231.26 \text{ MPa}$$

$$d_5 = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left( \frac{1.5(14.34 \text{ Nm})}{231,26 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{31,68 \text{ Nm}}{241 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_5 = \left[ 20.37 \sqrt{(9.30 \times 10^{-8})^2 + \frac{3}{4} (1.31 \times 10^7)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_5 = \left[ 20.37 \sqrt{(8.65 \times 10^{-15}) + (1.29 \times 10^{-14})} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_5 = [(20.37)(1.46 \times 10^{-7})]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_5 = 0.01438 \text{ m}$$

$$\mathbf{d_5 = 14.38 \text{ mm}}$$

Sección  $d_6$  existe un cuñero de perfil ( $K_t = 1.5$ )

$$N = 2 = (\text{Fs})$$

$$M = 14.34 \text{ Nm}$$

$$T = 31.68 \text{ Nm}$$

( $K_t = 2.0$ ) Cuñero de perfil

$$S'_n = 231.26 \text{ MPa}$$

$$d_6 = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left( \frac{2.0(14.34 \text{ Nm})}{231,26 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{31.68 \text{ Nm}}{241 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_6 = \left[ 20.37 \sqrt{(1.24 \times 10^{-7})^2 + \frac{3}{4} (1.31 \times 10^7)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_6 = \left[ 20.37 \sqrt{(1.53 \times 10^{-14}) + (1.29 \times 10^{-14})} \right]^{\frac{1}{3}}$$

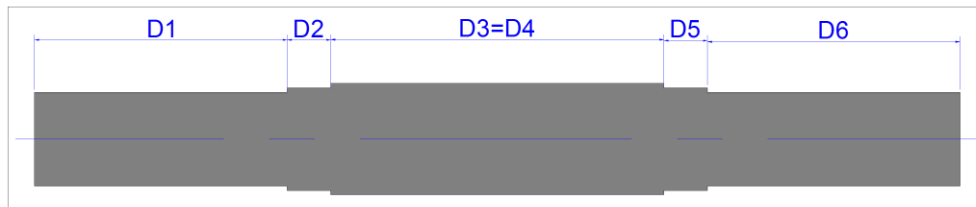
$$d_6 = [(20.37)(1.67 \times 10^{-7})]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_6 = 0.01503m$$

$$\mathbf{d_6 = 15.03 \text{ mm}}$$

En la figura 35 se observa la distribución de diámetros calculados, sin embargo, la selección del diámetro también se la realizará en función del acople al eje-hueco del motorreductor ( $\varnothing=25\text{mm}$ ) y la disponibilidad del proveedor, consecuentemente se selecciona el eje de diámetro 25.4 mm, garantizando que los diámetros no sean menores a los calculados.

Distribución de diámetros calculados.



**Figura 35.** Diseño de eje conductor.

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña.(2016).



## 2.1.6 Selección de rodamiento.

### 2.1.6.1 Factores de selección de rodamiento.

$V = 1.0$  si gira la pista interior.

$V = 1.2$  si gira la pista exterior.

$P = VR$

Se define el diámetro del eje principal en 25mm de acuerdo a los cálculos:

$$D = 25mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.02m$$

$$D = 0.025m$$

*Módulo de elasticidad o cortante.*

$G = 200 \text{ GPa}$

$$J = \frac{\pi * D^4}{32}$$

$$J = \frac{\pi * (0.025m)^4}{32}$$

$$J = 3.83 \times 10^{-8} m^4$$

*Ángulo de torsión en grados.*

$$\theta = \frac{T \times L}{J \times G}$$

$$\theta = \frac{(31.68 \text{ N} \cdot \text{m}) \times (0.50m)}{(3.83 \times 10^{-8} m^4) \times (200 \times 10^9 \frac{N}{m^2})}$$

$$\theta = \frac{(15.84 N \cdot m^2)}{(7660 N \cdot m^2)}$$

$$\theta = 2.06 \times 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\theta = 1.74 \times 10^{-3} \text{ rad} * \frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}}$$

$$\theta = 0.37^\circ$$

*Datos de las reacciones.*

$$R_A = 41.44 \text{ N}$$

$$R_A = 41.44 \text{ N} \left( \frac{1 \text{ lb}}{4.45 \text{ N}} \right)$$

$$R_A = 9.31 \text{ lb}$$

$$R_B = 208.21 \text{ N}$$

$$R_B = 208.21 \text{ N} \left( \frac{1 \text{ lb}}{4.45 \text{ N}} \right)$$

$$R_B = 46.78 \text{ lb}$$

Se utiliza el mayor valor para determinar la carga equivalente.

V=1, si gira en la pista interior.

Rb= 46.78 lb, mayor carga de reacciones.

$$P = V(R) \quad (\text{Ec 1.6})$$

$$P = (1)(46.78 \text{ lb})$$

$$P = 46.78 \text{ lb}$$

*Duración de diseño. (Ld)*

h: Duración recomendada para rodamientos en máquinas industriales. (20000-30000) horas.

Rpm: Revoluciones por minuto seleccionadas (170 R.P.M).

$$L_d = h(RPM) \left( 60 \frac{\text{min}}{h} \right) \quad (\text{Ec 1.7})$$

$$L_d = (30000h)(170RPM) \left( 60 \frac{\text{min}}{h} \right)$$

$$L_d = 30.6 \times 10^7 \text{ rev}$$

*Capacidad de carga dinámica básica.*

C: Carga dinámica básica.

P: Carga constante aplicada.

K: Constante para rodamiento de bolas, a = 3

$$C = P \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (\text{Ec 1.8})$$

$$C = 46.78 \text{ lb} \left( \frac{30.6 \times 10^7 \text{ rev}}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 315.23 \text{ lb}$$

$$C = 315.23 \text{ lb} \left( \frac{4.45 \text{ N}}{1 \text{ lb}} \right)$$

$$C = 1402.77 \text{ N}$$

### *Selección de rodamiento y soporte para rodamiento.*

Se selecciona el rodamiento en función de la capacidad de la carga ( $C=1402.77\text{ N}$ ), de la duración del diseño ( $L_d= 30.6 \times 10^7 \text{ rev}$ ) y del diámetro del eje seleccionado ( $\varnothing=25.00\text{mm}$ ), por tanto se selecciona rodamientos UC 205, junto con el soporte UCP 205 para diámetros ( $\varnothing=25.00\text{mm}$ ) con las siguientes características.

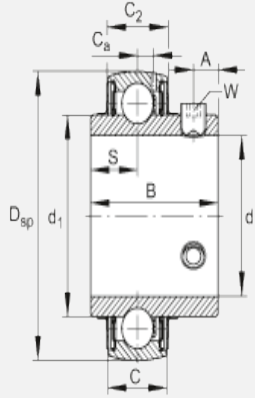
Cr      2430 lb                      Capacidad de carga dinámica, radial

Cor    1610 lb                      Capacidad de carga estática, radial

En la tabla 2.11 se observa los datos técnicos del soporte para rodamiento UCP 205(Diámetro 25.00mm), seleccionado.

**Tabla 2.11**

Soporte rodamiento insertable UCP 205.

Datos técnicos del soporte UCP-205		
	d	25mm
	Dsp	52mm
	B	34.1mm
	A	5mm
	C	17mm
	C2	17.6mm
	Ca	4.2 mm
	d1	33.83mm
	S	14.3mm
	W	3mm
	m	0.2Kg
	Cr	14900N
	Cor	7800N

**Nota:** Soporte UCP para rodamiento.

**Fuente:** (Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2016)

## 2.1.7 Cálculos para la selección del actuador neumático.

### 2.1.7.1 Fuerza para la cámara de corte.

Fuerza de corte para la cebolla blanca 5.54 Kgf, con una distribución de los productos en función del tamaño del ducto (85 x 85 mm) y del diámetro del producto (28mm).

$$F = 5.54\text{Kgf} \times 9 = 49.86 \text{ Kgf}$$

Para la cámara de corte se asume una fuerza superior de 60kgf como factor de seguridad.

$$F_1 = 60\text{Kgf} \left| \frac{9.81\text{N}}{1\text{Kgf}} \right| = 588.60\text{N}$$

Para obtener un corte de 5mm por cada revolución, conociendo la revolución de la cuchilla transversal que es de 170 RPM.

$$V_{avance} = 5 \frac{\text{mm}}{\text{rev}} \times 170 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 850 \frac{\text{mm}}{\text{min}} \times \frac{1\text{min}}{60\text{s}}$$

$$V_{avance} = 14.16 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

### 2.1.7.2 Fuerzas reales de avance y retroceso.

**Avance.**

$$F_{real} = \frac{\pi}{4} D^2 (P \cdot R) \quad (\text{Ec 1.13})$$

$$F_{real} = \frac{\pi}{4} (0.04\text{m})^2 \frac{6\text{bar}}{1\text{bar}} \left( 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) 0.85$$

$$F_{real} = 640.88\text{N}$$

**Retroceso.**

$$F_{real} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) (P.R) \quad (\text{Ec 1.13})$$

$$F_{real} = \frac{\pi}{4} (0.04^2 - 0.016^2) m^2 \frac{6bar}{1bar} \left( 10^3 \frac{N}{m^2} \right) 0.85$$

$$F_{real} = 538.34N$$

**2.1.7.3 Pandeo con carga máxima.**

**Momento de inercia.**

$$I = \frac{(\pi(d^4))}{64}$$

$$I = \frac{(\pi(1.2cm)^4)}{64}$$

$$I = 0.10 \text{ cm}^4$$

**Pandeo con carga máxima.**

Módulo de elasticidad (E)= $2.1 \times 10^6 \frac{daN}{cm^2}$

$$F_p = \frac{\pi^2(E)(I)}{4 L_p^2} \quad (\text{Ec 1.16})$$

$$F_p = \frac{\pi^2(2.1 \times 10^6 \frac{daN}{cm^2})(0.10cm^4)}{4(32 \text{ cm})^2}$$

$$F_p = 506.00 \text{ daN}$$

La carga axial permitida sobre el vástago corresponde a 506 DaN, con este valor se garantiza un pandeo de vástago admisible en el actuador neumático.

Se determina fuerzas de avance (640.88N) y retroceso (538.34N) para la selección del actuador neumático, además de pandeo con carga máxima, por tanto se selecciona el cilindro FESTO normalizado de doble efecto, ISO 15552, con el siguiente código de compra. En la tabla 2.12 se determina los parámetros del actuador seleccionado, verificando que la fuerza teórica de avance (640.88 N) sea superior a la seleccionada en el actuador neumático.

**Tabla 2.12**

Parámetros de fuerzas(N) y energía de impacto (J). Cilindro doble efecto FESTO.

<b>Fuerzas(N) y energía de impacto (J).</b>	
<b>DSBC-40-320-PPVA-N3 Cilindro doble efecto.</b>	
DSBC	Actuador neumático.
40	Diámetro de entrada émbolo(mm).
320	Carrera en (mm)
PPVA	Amortiguación neumática auto regulable en ambos lados.
N3	ISO 15552
Fuerza teórica con 6bar, avance.	754 (N). (Diámetro émbolo:40mm)
Fuerza teórica en retroceso con 6 bar	633 (N) (Diámetro embolo:40mm)
Energía máxima de impacto en las posiciones finales.	0.7(J) (Diámetro embolo:40mm)

**Nota:** Cilindro Neumático doble efecto. **Fuente:**(Festo Automation, S.A.U, 2008)

## 2.1.8 Selección del compresor.

### 2.1.8.1 Caudal proporcionado por el compresor.

$(C_{ui})$  = coeficiente de utilización(1);  $(C_s)$ : coeficiente de simultaneidad (0.86)

$$Q_{compresor} = (C_s)(C_{MF})(C_{MA})(C_{cc}) \sum_{i=1}^n Q_{Esp} (C_{ui})$$

$$Q_{compresor} = ((0.86)(1.05)(1.3)(2))(17.76 \frac{l}{min})$$

$$Q_{compresor} = (2.35) \left( 17.76 \frac{l}{min} \right) (1)$$

$$Q_{compresor} = 41.74 \frac{L}{min} \text{ (Caudal que debe proporcionar el compresor)}$$

### 2.1.8.2 Capacidad del depósito.

$$Z_s = 10$$

$$\Delta P = P_{max} - P_{min}$$

$$\Delta P = 7 - 6.5$$

$$\Delta P = 0.5$$

$$V_{dep} = \frac{15 Q_{comp} P_{atm}}{(Z_s)(\Delta P)}$$

$$V_{dep} = \frac{15 \left( 41.74 \frac{L}{min} \right) (1)}{(10)(0.50)}$$

$$V_{dep} = 125.22 NL (\text{litro normales}) \approx 0.125 m^3$$



### 2.1.8.3 Consumo de aire.

$$Q = (A)(h)(P_{\text{abs}}) \quad \text{ó} \quad Q = \frac{\pi(D)^2}{4}(h)(P_{\text{abs}}) \quad (\text{Ec 1. 17})$$

Donde:

Q: Consumo del aire de un cilindro.

A: área del émbolo

L: Longitud de carrera.

P.abs: Presión absoluta.

*Consumo de aire en avance.*

$$Q = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)h(P + 1)(10^{-6}) \quad (\text{Ec 1. 17})$$

$$Q = \frac{\pi}{4}(40\text{mm})^2(320\text{mm})(6\text{bar} + 1\text{bar})(10^{-6})$$

$$Q = \frac{\pi}{4}(40\text{mm})^2(320\text{mm})(7\text{bar})(10^{-6})$$

$$Q = 2,81 \text{ Litros}$$

*Consumo de aire en retroceso.*

$$Q = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)h(P + 1)(10^{-6}) \quad (\text{Ec 1. 17})$$

$$Q = \frac{\pi}{4}(40\text{mm}^2 - 16\text{mm}^2)(320\text{mm})(6\text{bar} + 1\text{bar})(10^{-6})$$

$$Q = \frac{\pi}{4}(40\text{mm}^2 - 16\text{mm}^2)(320\text{mm})(7\text{bar})(10^{-6})$$

$$Q = 2,36 \text{ Litros}$$

*Consumo de aire total.*

$$\sum Q_T = Q_{\text{avance}} + Q_{\text{retroceso}}$$

$$\sum Q_T = 2,81 \text{ l} + 2,36 \text{ l}$$

$$\sum Q_T = 5.17 \text{ litros}$$

La capacidad del compresor calculado es de 41.74 litros/min, con un consumo de aire en avance y retroceso de 5,17 litros por lo que se selecciona un compresor con igual o mayor capacidad que la calculada, sin embargo, ya se dispone de un compresor existente con mayor capacidad de compresor (60 litros) que el calculado, el cual se empleará en el proyecto.

#### **2.1.9 Especificación del procedimiento de soldadura.**

Según Jeffus (2009), se puede aplicar un procedimiento de soldadura SMAW de tubo a tubo con las siguientes características:

*Alcance.*

Este procedimiento es aplicable para tubos estructurales (30 x30)mm con rangos de espesor desde 2mm hasta 10 mm.

*Metal Base.*

El metal base se debe ajustar a tubo de acero cuadrado ASTM A 36 para el bastidor.

*Material de aportación.*

El material de aportación debe cumplir con las especificaciones AWS número E6011 descritas en la tabla 2.13, con aplicaciones en la soldadura de tubería, para

soldar aceros estructurales adecuado para soldar en diferentes posiciones, recomendado para soldar en bajo voltaje.

**Tabla 2.13**

Características técnicas del electrodo E6011

<b>Características técnicas: Electrodo E60-11</b>	
<b>Presentación.</b>	Electrodo (SMAW)
<b>Resistencia a la tensión.</b>	$73,500 \frac{lb}{pulg^2}$
<b>Tipo de corriente.</b>	CA ó CD Electrodo Positivo.

**Nota:** Características del electrodo. **Fuente:** <http://www.soldaduraszelecta.com>

*Preparación de material base.*

Se preparan los tubos estructurales cuadrados (30 x30) mm, mecanizando los bordes antes de ser ensamblados. Antes de la soldadura, todas las piezas se deben limpiar de todos los contaminantes posibles como pintura, aceites y grasas.

La superficie interior y exterior se debe limpiar con un cepillo metálico en una área de 1 pulgada (25.4mm).

*Técnica de soldadura.*

Debe existir una abertura de raíz útil entre las placas. Se utiliza electrodos de soldadura por arco (E6011) para realizar una pasada de raíz que funda los tubos y el material de aporte del electrodo.

#### **2.1.9.1Diseño de soldadura.**

Filete de 5mm en ambos lados(3/16"), según Shigley (pág. 473).

Soldadura E60xx→ $2.78Kip/pulg^2$

L=30mmx 4 (lados de contacto a tubo estructural)=120mm ó 4,72 pulg.

Esquema peso del motor.



**Figura 36.** Esquema ubicación peso del motor.

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña. (2016).

$$L_T = 120mm \frac{1 \text{ pulg}}{25.4mm}$$

$$L_T = 4.72 \text{ pulg.}$$

$$F = 2.78 \frac{Kip}{pulg} (4.72 \text{ pulg})$$

$$F = 13.12 \text{ (Kip)}$$

*Peso del motorreductor.*

$$Peso = 60Kgf \frac{9.81N}{1Kgf}$$

$$Peso = 588.60N \frac{1lbf}{4.45N}$$

$$Peso = 132.26 \text{ lbf}$$

$$132.26 \text{ lbf} = 0.132Kip$$

$$Peso = 0.132 \text{ Kip}$$

$$13.12 \text{ Kip} > 0.13 \text{ Kip}$$

**Tabla 2.14**

Características acero ASTM A36

<b>Acero ASTM A36</b>	
<b>Resistencia a la tensión.</b>	400 MPa ó 58 ksi
<b>Resistencia de fluencia.</b>	250 MPa ó 36 ksi
<b>Ductilidad(porcentaje elongación 2")</b>	21
<b>Grado, producto o espesor.</b>	$t \leq 8$ pulg

**Fuente:** (Mott, Diseño de elementos de máquinas., 2006)*Esfuerzo cortante permisible.*

Sy=36 Ksi.

$$[\tau] = 0.6 Sy$$

$$[\tau] = 0.6 (36Ksi)$$

$$[\tau] = 21.6 Kpsi.$$

*Esfuerzo cortante  $\tau$  en el metal base adyacente a la soldadura.*

$$\tau = \frac{F}{2hL}$$

$$\tau = \frac{0.13Kip}{2(0.1969pulg)(2.36pulg)}$$

$$\tau = 0.14 Ksi.$$

$$0.14 Ksi \leq 21.6 Ksi$$

Como  $\tau \leq [\tau]$  la unión de soldadura es satisfactoria.

## **Capítulo 3.**

### **3.1 Simulaciones y costos de maquinaria.**

#### **3.1.1 Simulaciones.**

En el presente capítulo se muestra simulaciones de las partes principales de la máquina cortadora de alimentos, teniendo entre las partes principales:

- Bastidor.
- Eje principal.
- Cuchilla tipo rejilla.
- Cuchilla transversal
- Punzón con eje de acople.

En las simulaciones de las partes principales de la máquina cortadora se aplica las cargas reales necesarias, de acuerdo a la ubicación de montaje como por ejemplo la aplicación de carga por peso del motor en el bastidor y el funcionamiento de elementos por ejemplo el corte de alimentos con la cuchilla transversal y tipo rejilla.

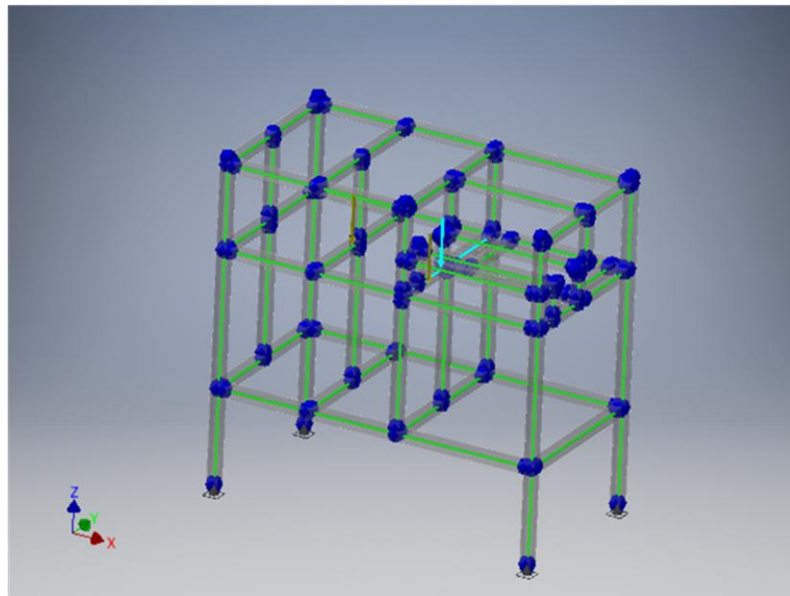
En los gráficos de simulaciones se presenta desplazamientos por carga, fuerzas de carga en el eje (x), y esfuerzo límite de tensión Von Mises. Estos valores máximos y mínimos se muestran mediante la presentación de colores en los elementos, teniendo como valores aceptables la aplicación de los colores azul y celeste, mientras que los valores más críticos son representados mediante los colores rojo y naranja.

### 3.1.1.1 Simulación bastidor.

En las figuras 37, 38 y 39 se muestran las simulaciones con cargas puntuales de 300N aplicadas al bastidor en los cuales actúa el peso del motorreductor.

En la figura 37 se observa la representación del bastidor por nudos, se selecciona material y se fija las partes necesaria para generar la simulación con carga establecida, además se visualiza la ubicación de la carga aplicada en el sector donde va ensamblado el motorreductor.

Simulación de cargas. Peso del motoreductor.

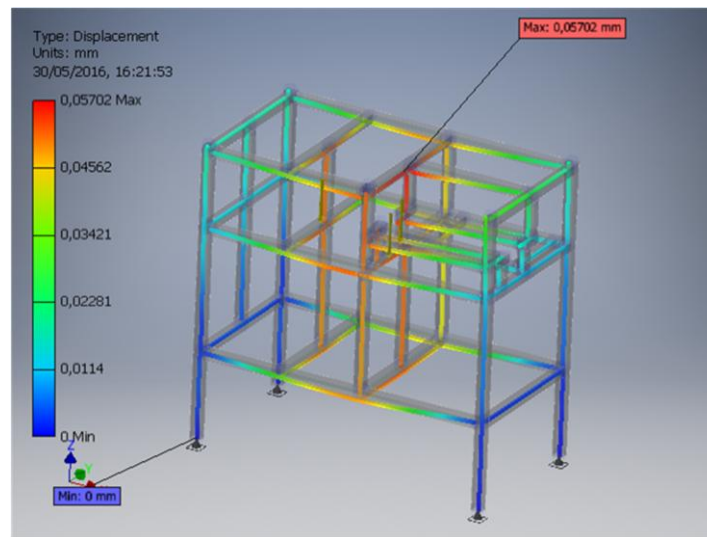


**Figura 37.** Carga puntual 300N en ensamble de motor en bastidor.

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016).

Al aplicar la carga de 300 N en el bastidor correspondiente a la ubicación del motorreductor se produce un desplazamiento de tubo máximo de 0.05mm, como se visualiza en la figura 38. Este desplazamiento se considera despreciable ya que no afecta la geometría y funcionamiento del bastidor.

### Simulación de cargas. Peso del motorreductor.

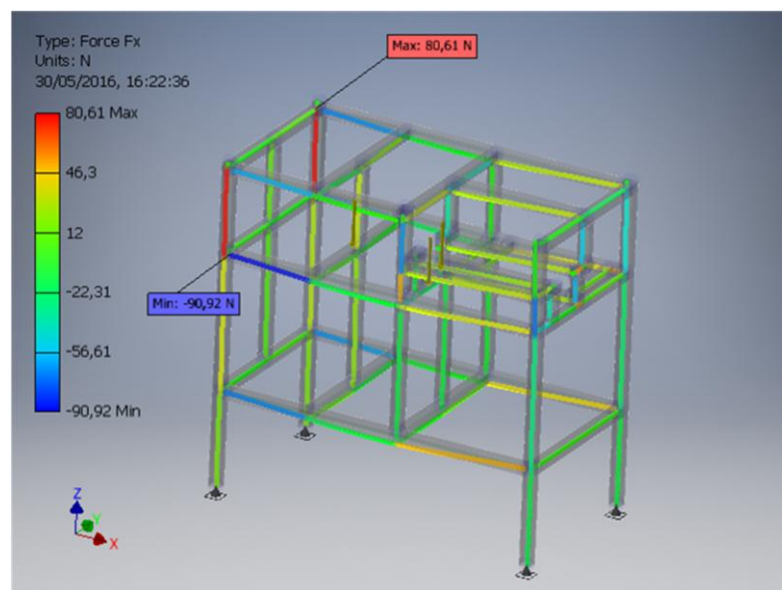


**Figura 38.** Desplazamiento con carga puntual 300N en ensamble de motor lado A.

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016)

Además, en la figura 39, se observar que la fuerza máxima generada en la componente x tiene un valor de 80,61N como máximo y -90.92 N como valor mínimo generado en la componente.

### Simulación de cargas. Peso del motorreductor



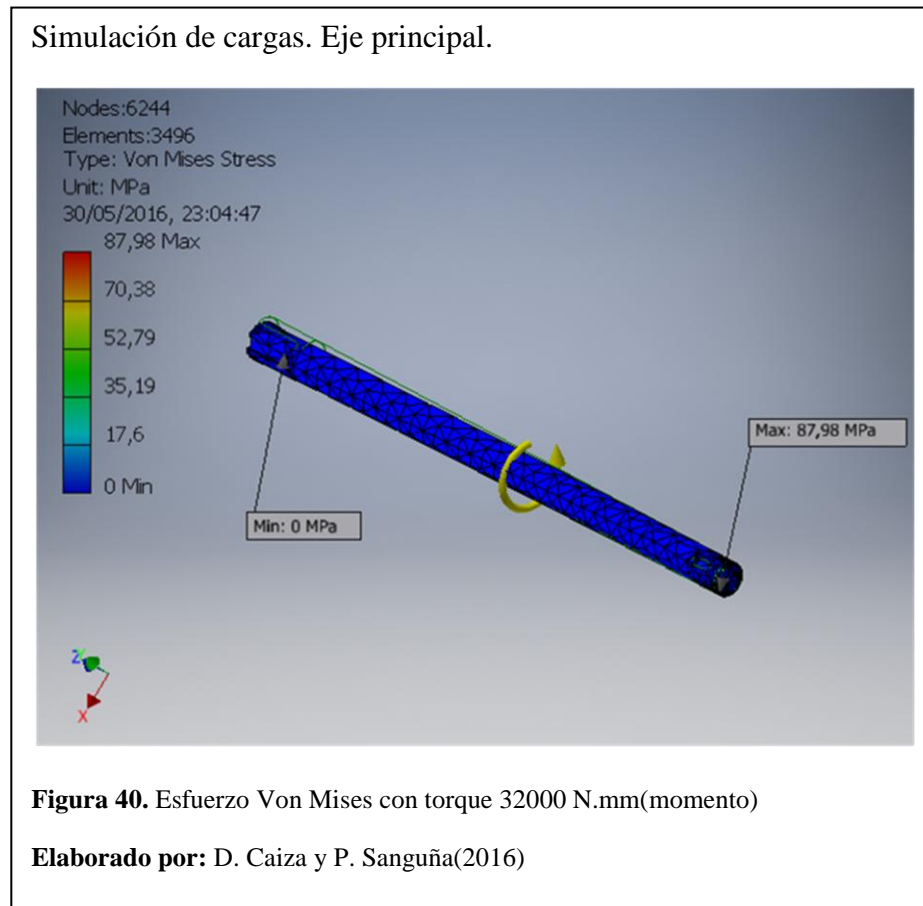
**Figura 39.** Fuerza eje (x) con carga puntual 300N en ensamble de motor lado B.

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016)



### 3.1.1.2 Eje principal.

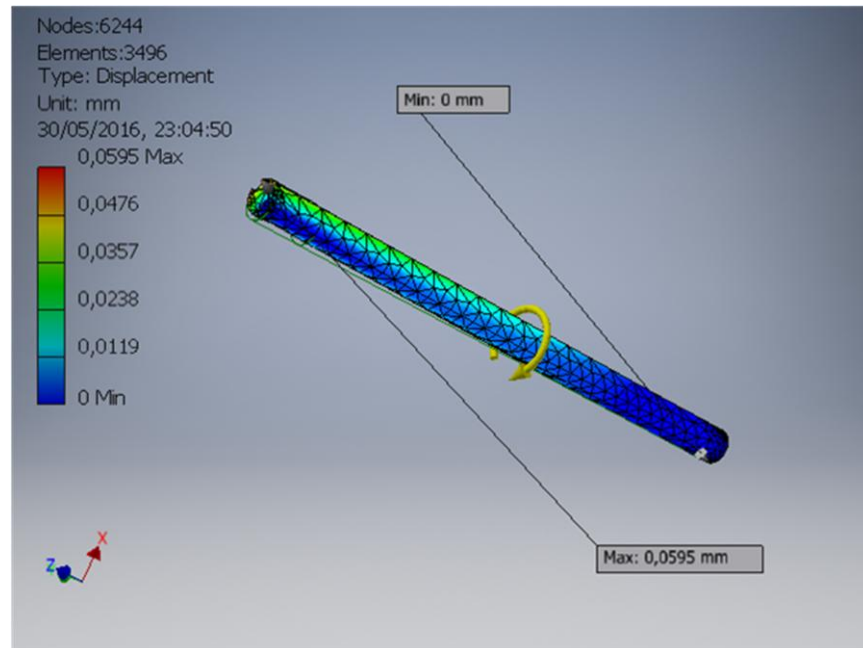
En la figura 40, el esfuerzo Von Mises generado en el eje conductor principal tiene un valor máximo de 87.98 MPa, que evaluado con la resistencia a la fluencia del acero inoxidable 304 con un valor de 241 MPa se puede concluir que el esfuerzo generado no es considerable para generar problemas con el eje principal.



En la figura 41, se evalúa el desplazamiento generado por la carga aplicada en el eje principal, teniendo como valor máximo de desplazamiento 0.05mm, por tanto se concluye que el desplazamiento generado no influye en el funcionamiento del eje.

En la figura 42, se muestra el valor estimado del factor de seguridad para el eje principal, con valores máximos de 15u y valores de factor de seguridad mínimo de 2.59 u. Estos valores son válidos para el eje principal de diámetro del eje a 25mm.

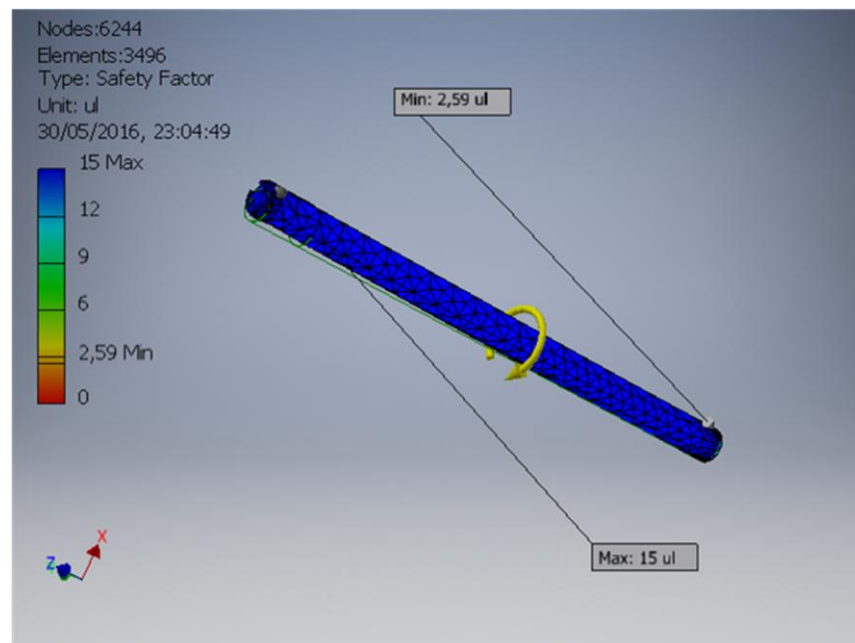
### Simulación de cargas. Eje principal.



**Figura 41.** Desplazamiento con torque 32000N.mm (momento)

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016)

### Simulación de cargas. Eje principal.

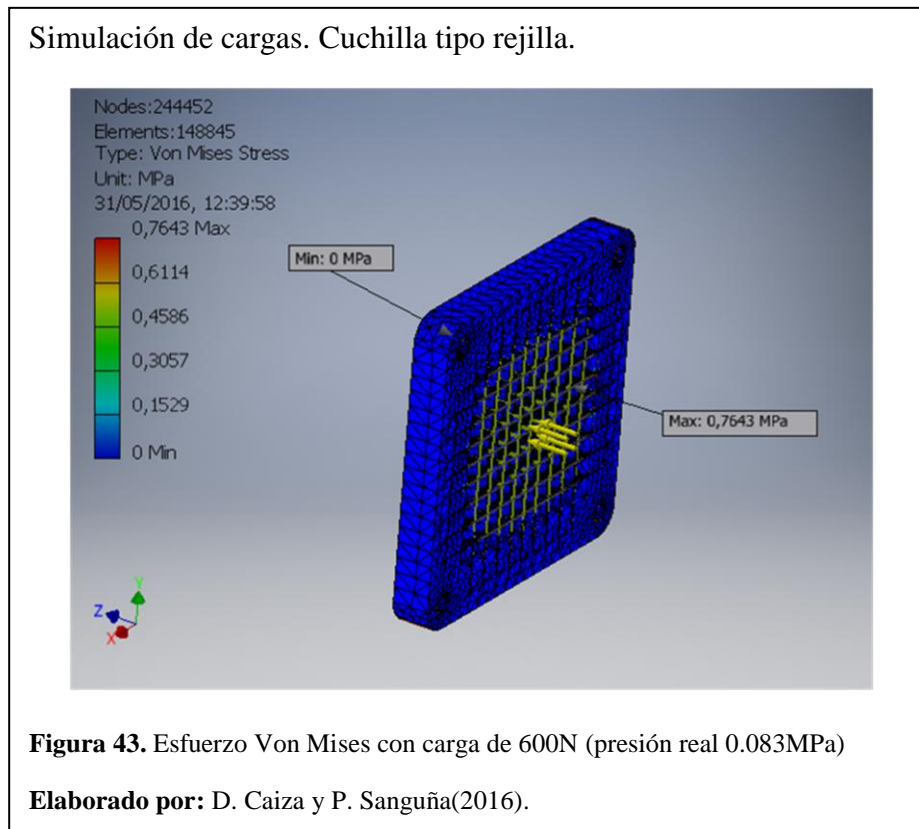


**Figura 42.** Factor de seguridad con torque 32000 N.mm(momento)

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016)

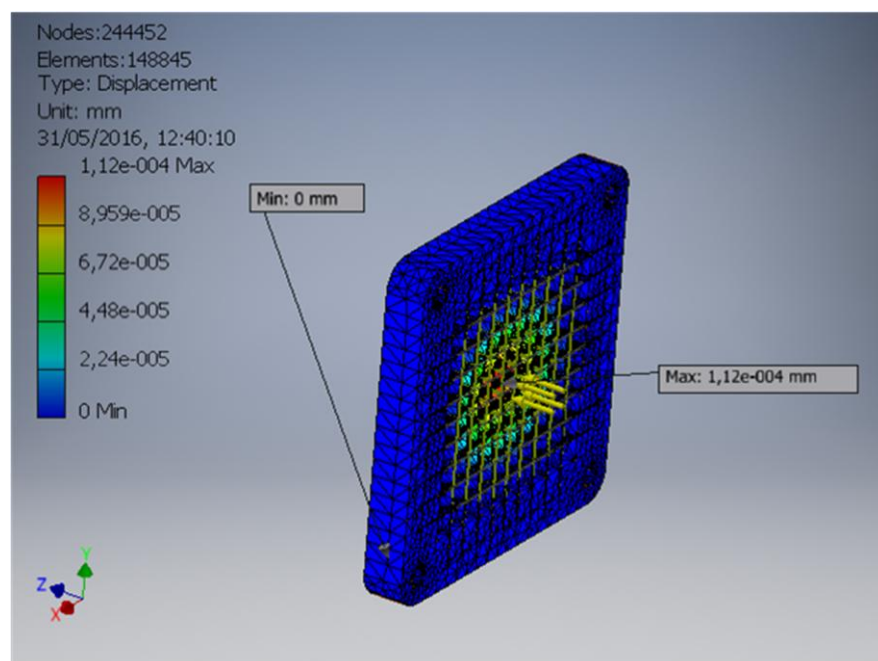
### 3.1.1.3 Cuchilla tipo rejilla.

En la figura 43, el esfuerzo Von Mises generado en la cuchilla tipo rejilla por la carga distribuida de 600N tiene un valor máximo de 0.76MPa, que evaluado con la resistencia a la fluencia del acero inoxidable 304 con un valor de 241 MPa se puede concluir que el esfuerzo generado no es considerable para generar problemas con la cuchilla tipo rejilla.



En la figura 44 se representa el desplazamiento generado por la aplicación de la carga distribuida de 600N. Este valor  $1.12 \times 10^{-4}$  mm no representa un desplazamiento crítico por tanto se valida el ancho y espesor de cuchilla calculado y seleccionado en el capítulo 2, además en la figura 45 se genera una presión de contacto en el eje x con un valor máximo de 0.47 MPa y un valor mínimo de presión con un valor de -0.41 MPa.

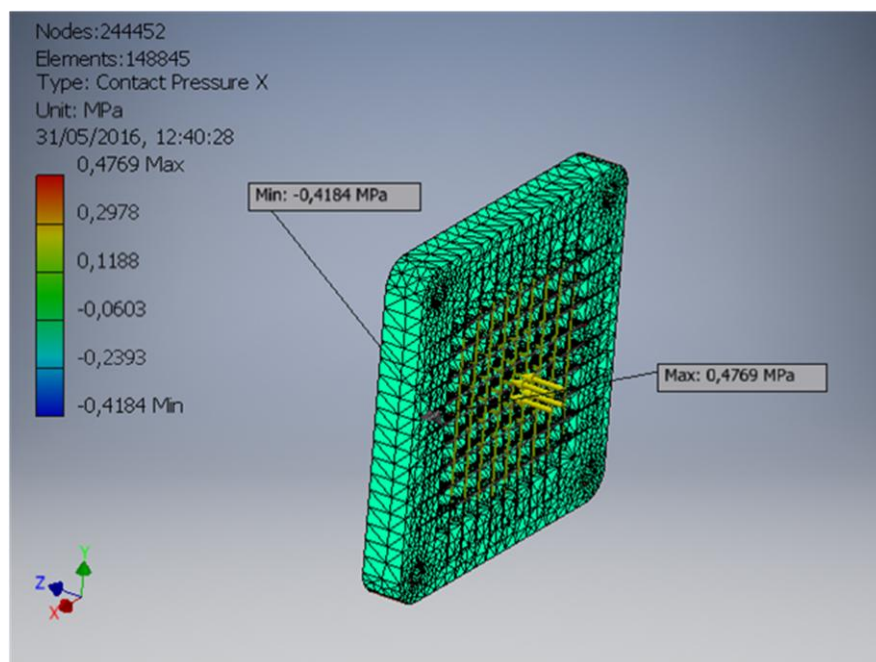
### Simulación de cargas. Cuchilla tipo rejilla.



**Figura 44.** Desplazamiento con carga de 600N(presión real 0.083MPa)

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016)

### Simulación de cargas. Cuchilla tipo rejilla.



**Figura 45.** Presión de contacto eje (x) carga de 600N (presión real 0.083MPa).

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016)

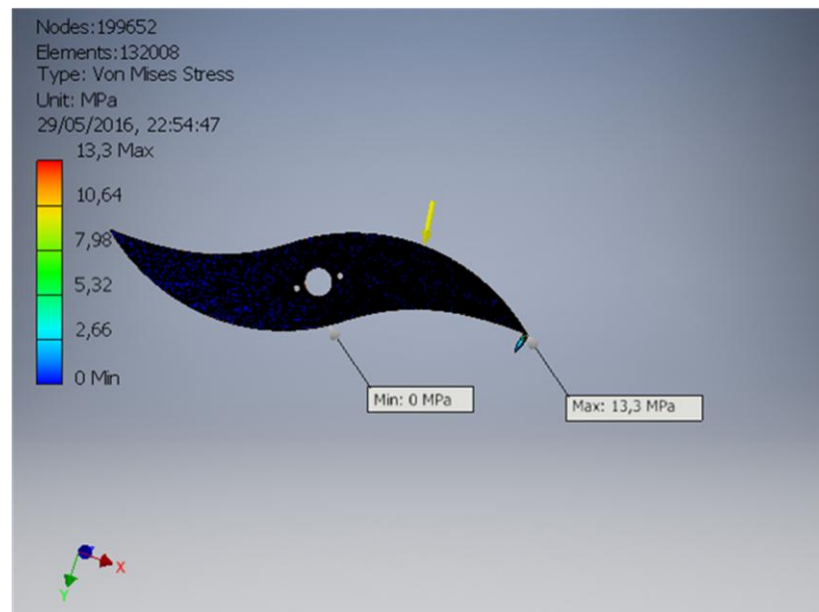
#### 3.1.1.4 Cuchilla transversal.

La cuchilla de corte transversal tiene un movimiento rotativo con velocidad constante, en la figura 46 se muestra la carga aplicada de 166.7 N como resultado de la fuerza necesaria para el corte de alimentos.



En la figura 47, el esfuerzo Von Mises generado en la cuchilla transversal por la carga de corte de 166.7 N tiene un valor máximo de 13.3 MPa, que evaluado con la resistencia a la fluencia del acero inoxidable 304 con un valor de 241 MPa se puede concluir que el esfuerzo generado no es considerable para generar problemas con la cuchilla transversal consecuentemente se valida la cuchilla que se seleccionó y analizó en el capítulo 2, así mismo, en la figura 48 se muestra un desplazamiento mínimo de  $1.24 \times 10^{-4} mm$ , este valor no es considerable por lo que se valida la cuchilla transversal.

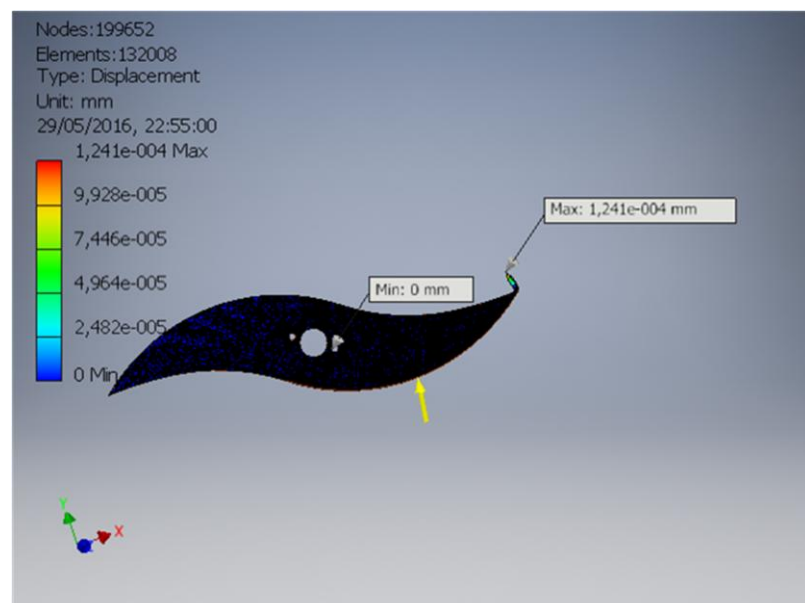
### Simulación de cargas. Cuchilla transversal.



**Figura 47.** Esfuerzo Von Mises con carga de 166.7N

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016)

### Simulación de cargas. Cuchilla transversal.

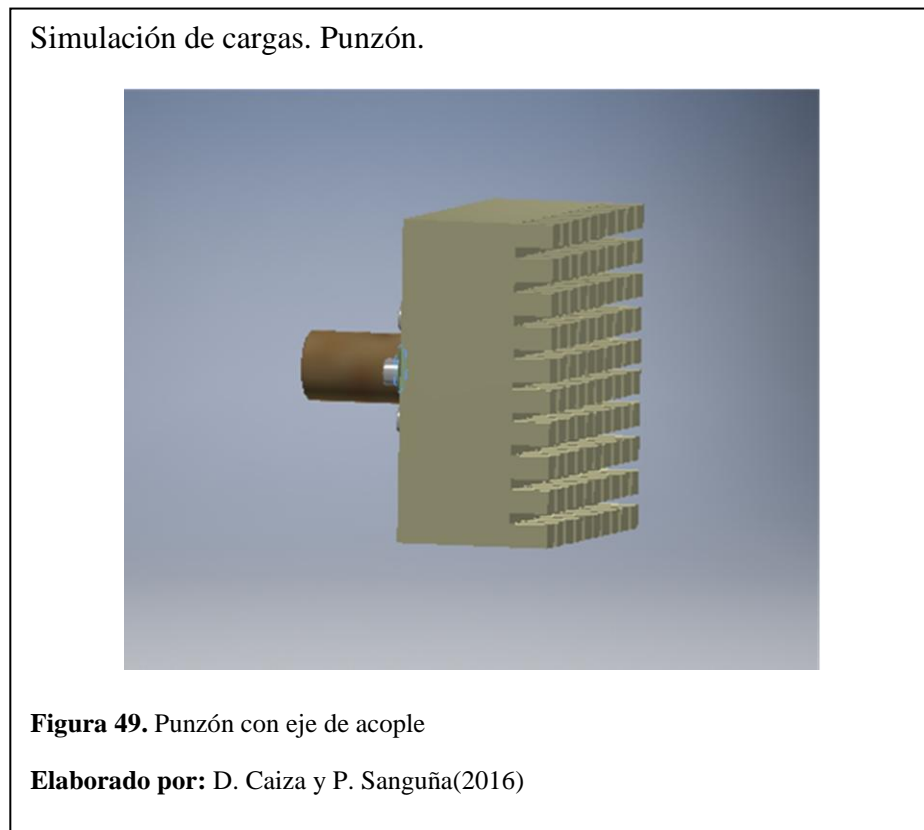


**Figura 48.** Desplazamiento con carga de 166.7N

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016)

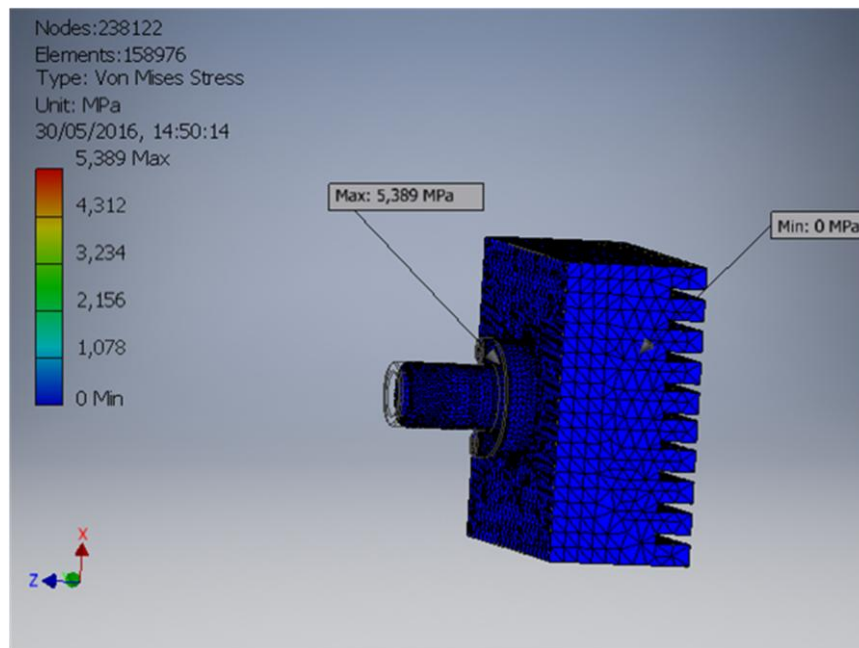
### **3.1.1.5 Punzón con eje de acople.**

El funcionamiento del punzón consiste en el desplazamiento de los alimentos seleccionados a través de la cuchilla tipo rejilla, este punzón esta ensamblado en un eje de acople que a su vez está instalado en el vástago del cilindro neumático como se muestra en la figura 49.



En la figura 50, el esfuerzo Von Mises generado en el punzón de desplazamiento por la carga de 600 N tiene un valor máximo de 5.38 MPa, mientras que el desplazamiento generado entre el eje de acople con el punzón de desplazamiento corresponde a un valor de  $2.79 \times 10^{-4} mm$ . Este valor se considera mínimo por que genera problemas de funcionamiento, por tanto se da por valido los criterios de selección establecidos para la construcción del punzón.

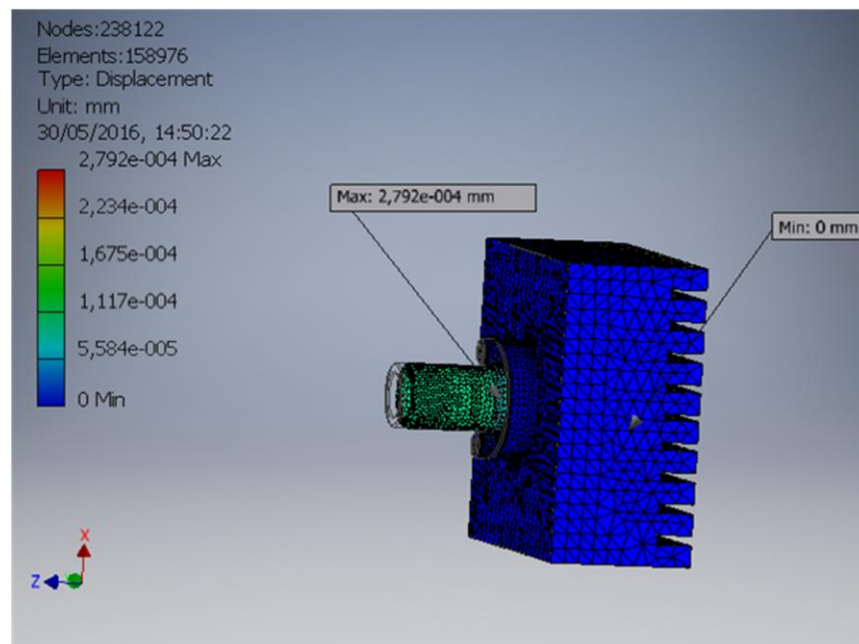
Simulación de cargas. Punzón con eje de acople.



**Figura 50.** Esfuerzo Von Mises con carga de aplicación 600N

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016)

Simulación de cargas. Punzón con eje de acople.



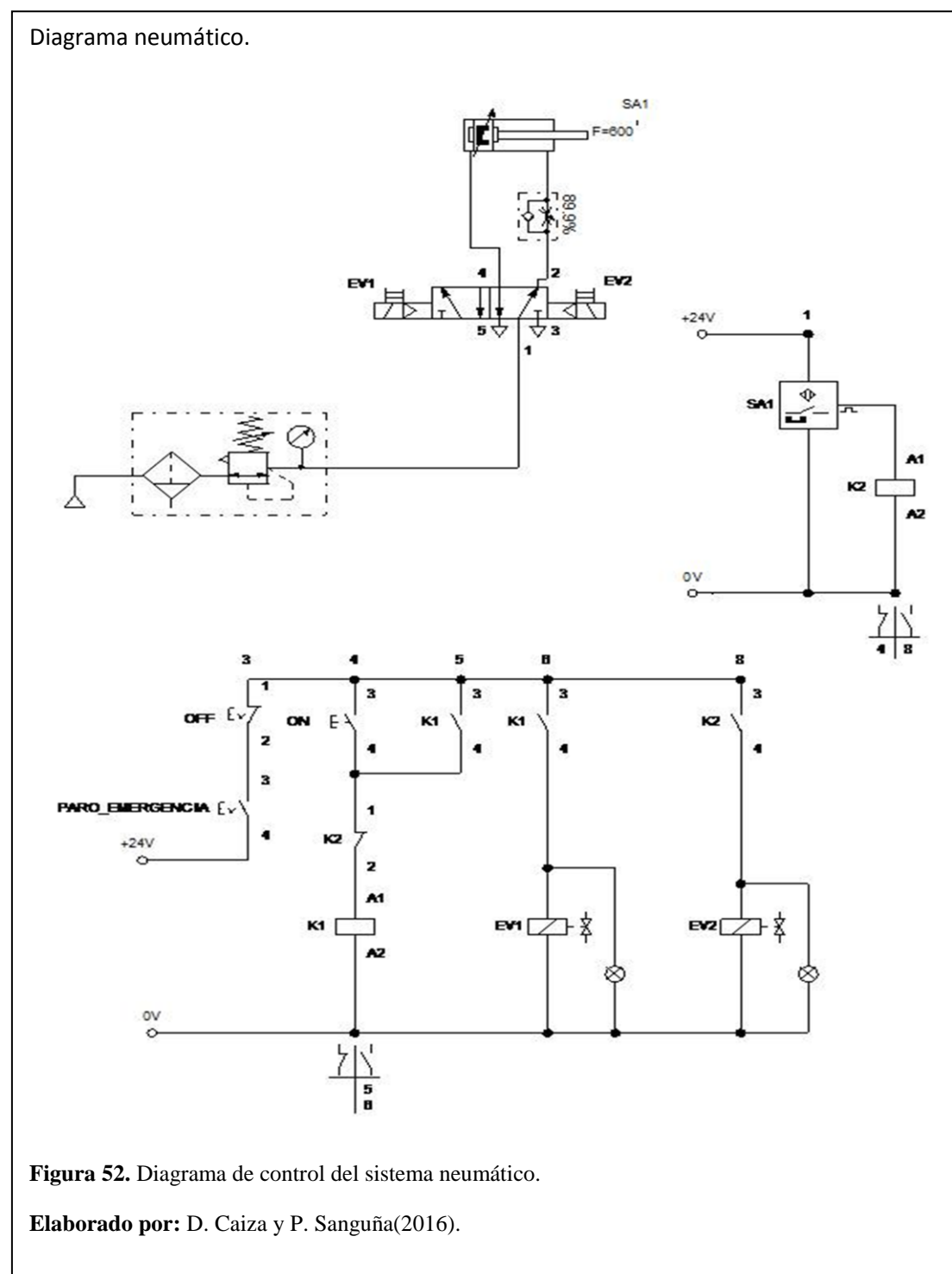
**Figura 51.** Desplazamiento con carga de aplicación 600N

**Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016)



### 3.1.2 Diagrama de accionamiento neumático.

En la figura 52 se observa el diagrama de funcionamiento del sistema neumático empleado en el proyecto. Las conexiones principales se realiza entre los elementos: electroválvulas, sensor magnético, regulador de caudal, unidad de mantenimiento y un cilindro de doble efecto.



### **3.1.3 Costos de máquina.**

En esta sección del presente capítulo se determina los rubros necesarios para valorar el "Diseño y construcción de la máquina para realizar cortes de alimentos en formas variadas con capacidad de 20kg/h, con dosificación controlada destinada a la industria alimenticia".

Esta valoración se subdivide en ítems técnicos, y cada uno de estos determinará su valor por área. Subdividido de la siguiente forma:

- Valoración del sistema neumático.
- Valoración del sistema mecánico.
- Valoración del sistema eléctrico.
- Valoración de insumos.
- Valoración de hora/máquina.
- Valoración de mano de obra
- Valoración final del proyecto técnico.

En cada rubro valorado se determinará un análisis de precios unitarios(APU), con los cuales cada área técnica tendrá un presupuesto establecido para los gastos de adquisición de materiales, teniendo en cuenta que los valores asignados no pueden salir del presupuesto establecido, sino más bien, estos precios siempre deben ser revisados y analizados para reajustar el presupuesto. Los valores presentados son actualizados al año 2016 y corresponden a almacenes y proveedores existentes en el mercado nacional.

### 3.1.3.1 Valoración del sistema neumático.

El sistema neumático se ejecutará con el actuador neumático y accesorios de la marca FESTO, por medio de la empresa nacional Ecuainsetec. En la tabla 3.1 se observa el presupuesto establecido por cada elemento que se necesita para realizar el montaje y funcionamiento del sistema, teniendo como referencia que los valores más altos de esta cotización son los siguientes elementos: electro-válvula de impulsos y actuador cilindro de doble efecto.

Otro aspecto relevante es la aplicación de sensores magnéticos utilizados en determinar la carrera de avance del vástago.

**Tabla 3.1**

Presupuesto Sistema Neumático

Sistema Neumático					
Ítem	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio unitario.	Precio total.
1	DSBC-40-320-PPVA-N3 Cilindro doble efecto.	1	U	\$201.81	\$201.81
2	JMFH-5-1 8 Electro válvula impulsos .	1	U	\$223.36	\$223.36
3	MSFW-110-50 60-OD Inductor de bobina.	2	U	\$22.14	\$44.28
4	MSSD-F Caja de enchufe.	2	U	\$4.54	\$9.08
5	QSL-1 8-8 Racor L orientable.	5	U	\$3.42	\$17.10
6	AMTE-M-H-G 18 Silenciador de bronce corto.	2	U	\$2.39	\$4.78
7	LFR-1 4-D-Mini filtro regulador.	1	U	\$85.66	\$85.66
8	QSL-1 4-8Racor L orientable.	2	U	\$3.55	\$7.10
9	PUN-8X 125BL Tubo poliuretano.	5	M	\$2.05	\$10.25
10	SME-8M-DS-24V-K-25-Sensor magnético.	2	U	\$38.67	\$77.34
11	GR-QS-8 Regulador de caudal	1	U	38.77	38.77
				Subtotal	\$719.53
				IVA 12%	\$86.34
				Total	\$805.87

**Nota:** Cotización. Ecuainsetec. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016).

### 3.1.3.2 Valoración del sistema mecánico.

Para realizar la valoración del sistema mecánico se cotizó con varios proveedores nacionales, relacionando precios y seleccionando los materiales requeridos según cálculos realizados en el capítulo 2.

En la tabla 3.2 se observa los rubros del sistema mecánico y su respectiva cotización teniendo como aspecto más relevante la adquisición del motorreductor ortogonal de marca Motovario tornillo sin fin corona. Este sistema mecánico funcionará adecuadamente en la medida que se adquiera equipos y materiales garantizados por los proveedores.

**Tabla 3.2**

Presupuesto Sistema Mecánico.

<b>Sistema Mecánico.</b>					
Ítem	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio unitario.	Precio total.
1	Motorreductor ortogonal Motovario tornillo sin fin corona 1 HP(27.69N.m)	1	U	\$610.00	\$610.00
2	Eje principal Ø1" x 500mm(Inox 304)	1	M	\$17.80	\$17.80
3	Chumacera UCP-205 acero Ø1"	2	U	\$20.00	\$40.00
4	Tubo cuadrado	12	M	3.39	40.68
5	Plancha de acero Inoxidable 304	1	U	84.68	84.68
6	Cuchilla transversal de acero inoxidable 304	1	U	\$10.00	\$10.00
7	Cuchilla tipo rejilla de acero inoxidable 304	1	U	\$15.00	\$15.00
				Subtotal	\$818.16
				IVA 12%	\$98.17
				Total	\$916.33

**Nota:** Varios proveedores. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016).

### 3.1.3.3 Valoración del sistema eléctrico.

**Tabla 3.3**

Presupuesto sistema eléctrico.

<b>Sistema Eléctrico.</b>					
Ítem	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario.	Precio total.
1	CAMS RELAY 8 PINES RED 110 VAC. 5AMP MK 2P-1	2	U	\$4.33	\$8.66
2	CAMS. BASE P/RELAY 8P P/RIEL PEQ. TC-085A MK 2P-1	2	U	\$1.32	\$2.64
3	CAMS. PULS. MARC VD 1NA 22MM. NEW FBP-EA1/G	1	U	\$1.80	\$1.80
4	CAMS. PULS. PARO FU1NC 22MM NEW FPB-EA2/R	1	U	\$1.80	\$1.80
5	CABLE FLEX TW 18 AWG 60 o 600V VER 07000303 INCA	5	M	\$0.16	\$0.81
6	PORTA FUSIBLE DE 10X38 CAMS/SASS RT18-32/1P	2	U	\$1.98	\$3.96
7	FUSIBLE CARTUCHO 10X38 2AMP.(R14-20-2A)	2	U	\$0.42	\$0.84
8	MICRO SWITCH T/MJ2 1704 PAL COR(T-3007)	1	U	\$24.4	\$24.4
9	CAMS. PULS. EMERG. HONGO C/RET. 22mm .LMB-ES 5 CNC	1	U	\$2.36	\$2.36
10	LS CONTACTOR GMC18 220V 5HP 4.5KW B-2000	1	U	\$18.11	\$18.11
11	CAMS. LUZ PIL ELECTR.LED AZUL 220V 22mm	1	U	\$1.68	\$1.68
12	CAMS. LUZ PIL ELECTR.LED VERDE 220V 22mm	1	U	\$1.68	\$1.68
13	CAMS. LUZ PIL ELECTR.LED ROJA 220V 22mm	1	U	\$1.68	\$1.68
14	RIEL DING ALUMINIO PERFORADA 35mm MT CAMSCO	1	1	\$3.05	\$3.05
15	CABLE FLEX. TW 18 AWG 60 o 600v AZU 07000304 INCA	10	M	\$0.16	\$1.62
16	AMARRAS PLASTICAS 10 CM BL-TRANS 2.5mm CV-100/DEX	100	U	\$0.01	\$1.10
17	TERM 18-16 PUNTERA AMAR CE010008	100	U	\$0.01	\$1.80
18	DEXSON LIBRETIN MARCAD MIXTO 0-9/A-Z +/-p-0003	1	U	\$11.20	\$11.20
19	3M CINTA TEMFLEX 3/4 x 20 YDS. NEGRO.	1	U	\$0.81	\$0.81
				Subtotal	\$88.20
				IVA 12%	\$10.58
				Total	\$98.78

### 3.1.3.4 Valoración de insumos.

En la tabla 3.4 se presenta el valor de insumos correspondientes a tornillos, pernos y accesorios, que se utilizan en el montaje de los sistemas eléctricos, mecánicos y neumáticos.

**Tabla 3.4**

Presupuesto valor de insumos.

Valor de insumos.					
Ítem	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio unitario	Precio total
1	Tornillo M2 Inoxidable	24	U	\$0.04	\$0.96
2	Bisagra inox puerta ducto(40x30x1)	2	U	\$0.60	\$1.20
3	Tornillo auto-roscante M4x8 ISO 7045(cole pato)	6	U	\$0.04	\$0.24
4	Perno M10x60(arandela plana, presión y tuerca)	4	U	\$0.70	\$2.80
5	Bisagra inox puerta principal .(40x20x1)mm	2	U	\$0.80	\$1.60
6	Perno M6(Arandela plana, presión y tuerca)	2	U	\$0.70	\$1.40
7	Tornillo inox M2x20(ISO 7045)	2	U	\$0.04	\$0.08
8	Tornillo auto-roscante M4x5mm ISO 7045(cole pato)	26	U	\$0.06	\$1.56
9	Remache aluminio A4x10	47	U	\$0.02	\$0.94
10	Tiradera puerta galvanizada(45x13)mm	1	U	\$1.20	\$1.20
11	Allen M4 x 20 inoxidable	3	U	\$0.06	\$0.18
12	Allen M5 x 14 A. inoxidable	2	U	\$0.06	\$0.12
13	Allen M5 x 20 A. inoxidable	2	U	\$0.06	\$0.12
14	Allen M6 x 25 A. inoxidable	8	U	\$0.06	\$0.48
15	Allen M6 x 16 A. inoxidable	2	U	\$0.06	\$0.12
16	Allen M6 x 50 A. inoxidable	2	U	\$0.08	\$0.16
17	Perno M10x30(arandela plana, presión y tuerca)	4	U	\$0.70	\$2.80
18	Allen M5 x 35 A. inoxidable (Tuerca hexagonal).	2	U	\$0.06	\$0.12
19	Grata fibra SFV	1	U	\$10.00	\$10.00
				Subtotal	\$26.08
				IVA 12%	\$3.12
				Total	\$29.20

**Nota:** Varios proveedores. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña (2016).

### 3.1.3.5 Valoración de hora/máquina.

Esta valoración se realiza en función de precios reales ejecutados y el análisis de tiempos estimados en la fabricación de cada una de las partes a ser ensambladas. Las actividades principales de maquinado fueron consideradas por el grado de frecuencia en el maquinado.

En la tabla 3.5 se observa las principales actividades relacionadas hora/máquina, teniendo como referencia que la soldadura E-6011 y el conformado de materiales en general son las actividades más representativas en cuestión de tiempos y economía.

**Tabla 3.5**

Presupuesto valor hora/máquina.

<b>Valor de hora/maquinado.</b>					
Ítem	Descripción	Ejecución	Tiempo (h)	Precio (c/hora)	Precio Total
1	Logística transporte materiales.	Materiales en general	1	\$20.00	\$20.00
2	Conformado y corte de materiales.	Materiales en general.	8	\$3.00	\$24.00
3	Soldadura E-6011(Incluye electrodos)	Bastidor de máquina y anclajes.	7	\$11.50	\$80.50
4	Perforado(Taladrado)	Maquinaria en general	2	\$8.50	\$17.00
5	Torneado	Eje principal y secundario.	1	\$15.00	\$15.00
6	Fresado	Punzón	1	\$15.00	\$15.00
7	Pulido	Revestimiento bastidor acero inox.	1	\$10.00	\$10.00
				Subtotal	\$181.50
				Total	\$181.50

**Nota:** Alquiler varios proveedores. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016).

### 3.1.3.6 Valoración de mano de obra.

El presupuesto realizado corresponde a valores de sueldos reales de mano de obra calificada en cada área. Para este proyecto se asignó un supervisor de proyecto encargado de supervisión y logística de transporte, herramientas y materiales, un operario mecánico y eléctrico destinados principalmente al cumplimiento de sus funciones, sin embargo también realizaron tareas multidisciplinarias con los operarios con el fin de apoyar a cada operario según sea el caso.

En la tabla 3.6 se observa el empleo de la mano de obra por cada área, teniendo en cuenta su costo y el tiempo de trabajo en la ejecución.

**Tabla 3.6**

Presupuesto mano de obra calificada.

Valor mano de obra					
Ítem	Descripción	Ejecución	Tiempo (h)	Precio (c/hora)	Precio total.
1	Supervisor de proyecto	Supervisión y logística. (Herramientas y materiales)	72	\$5.00	\$360.00
2	Operario mecánico	Trabajos metal-mecánicos. (corte conformado y montaje)	72	\$3.00	\$216.00
3	Operario eléctrico	Trabajos eléctricos (conexiones eléctricas y neumáticas)	24	\$3.00	\$72.00
				Subtotal	\$648.00
				Total	\$648.00

**Nota:** Operarios calificados. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016).



### 3.1.3.7 Valoración final del proyecto técnico.

En la tabla 3.7 se observa el resumen y análisis de valores en cada área dividida, teniendo como resultado que la inversión más fuerte que se realiza corresponde al sistema mecánico como consecuencia de la adquisición de elementos y partes metal mecánicas como ejes, chumaceras entre otros, pero principalmente se debe a la compra del motorreductor ortogonal seleccionado en el capítulo 2 en función de los cálculos y análisis realizados.

En cambio la inversión menor corresponde al valor de insumos entre los que se encuentra todo lo relacionado a pernos, tornillos y demás accesorios necesarios para la construcción y el ensamble del proyecto.

El valor del proyecto técnico se determina en \$2873.78, teniendo en cuenta que la mano de obra calificada es un aporte que se realizó, y que es indispensable valorarla en la ejecución de nuestro proyecto, además de incluir un 30% adicional a este rubro por costos de diseño.

**Tabla 3.7**

Presupuesto final del proyecto técnico.

Valor final del proyecto técnico.		
Ítem	Descripción	Valor
1	Sistema Neumático.	\$805.57
2	Sistema Mecánico	\$916.33
3	Sistema Eléctrico	\$98.78
4	Valor de insumos	\$29.20
5	Valor de maquinado	\$181.50
6	Valor mano de obra. (Diseño 30%)	\$842.40
Valor total		<b>\$2873.78</b>

**Nota:** Resumen de valoraciones. **Elaborado por:** D. Caiza y P. Sanguña(2016).

### **Conclusiones.**

1. Todas las partes y elementos de la máquina, fueron adquiridas en función del análisis y cálculos (capítulo 2). Los elementos que no eran exactamente equivalentes como por ejemplo el cálculo del motorreductor (0.75HP) se sobredimensionan en (1HP) para garantizar su resistencia y buen funcionamiento.

2. Ciertos alimentos producen mayor resistencia al ser cortados, ya sea por la fibra con la que está constituida el alimento o el stress de corte (capítulo 1), como por ejemplo la zanahoria. Para disminuir la resistencia de este y otros alimentos se realiza la cocción de los alimentos de ser necesario, reduciendo la resistencia y permitiendo un corte normal de alimentos.

3. La máquina cortadora de alimentos tiene una capacidad de producción de 20kg/h, según el tema propuesto. Mediante las pruebas realizadas en la máquina se verificó el cumplimiento de este requisito en menor tiempo, ya que cada producto sea vegetal o fruta es cortado cada 10 segundos con una media de 0.30 lb por cada producto, por lo tanto, se puede generar 1.8 lb por cada minuto, consecuentemente se puede generar en 25 min la capacidad de 45 lb ó 20.45 kg.(Cap. máx:108 lb/h ó 49.09Kg/h)

4. Los tipos de cortes generados como bastones (tiras) y ralladura(rallado) en los alimentos, son adecuados y necesarios para la empresa Recepciones Holiday Exclusive Club, los cuales fueron verificados previamente y aprobados.

### **Recomendaciones.**

1. Los elementos y partes que componen el sistema neumático funcionan a 6 bar de presión , por lo que se recomienda tener un flujo de fluido(aire) estable y constante a 6 bar, ya que si su presión de trabajo se reduce, la fuerza de empuje de alimentos en el actuador neumático se ve disminuida.

2. La máquina cortadora de alimentos posee un panel posterior y panel lateral desmontable, para realizar mantenimientos preventivos en caso de requerirlo y limpieza general.

3. Antes de poner en funcionamiento la máquina cortadora de alimentos se recomienda una capacitación previa por el personal de la empresa, además de leer las recomendaciones en el manual para el usuario (anexo 1) propuestas.

4. Se puede aumentar la capacidad del cortado de alimentos al aumentar el tamaño del ducto y a su vez incrementar el tamaño del punzón, teniendo en cuenta que el actuador neumático cuenta con 754 N de fuerza de avance teórica a 6 bar de presión.

5. La longitud de carrera del actuador neumático en avance está regulada por un sensor magnético posicionado al mismo nivel que la cuchilla tipo rejilla para garantizar el corte total de los alimentos, no obstante en caso de requerirlo a futuro se recomienda instalar un sensor magnético para que regule la posición del émbolo en la carrera de retroceso, de acuerdo al funcionamiento de corte asignado a la máquina.

## Referencias.

- Araujo, A. (2015). *www.elcomercio.com*. Recuperado el 30 de Abril de 2016, de <http://www.elcomercio.com/actualidad/negocios/alza-electrica-preocupa-a-sectores.html>
- Automatización Industrial*. (4 de Abril de 2010). Recuperado el 2 de Mayo de 2016, de <http://industrial-automatica.blogspot.com/>: <http://industrial-automatica.blogspot.com/2010/09/elementos-de-fuerza-cilindros-y-motores.html>
- De máquinas y herramientas*. (7 de Julio de 2013). Recuperado el 02 de Mayo de 2016, de [www.demaquinasyherramientas.com](http://www.demaquinasyherramientas.com): <http://www.demaquinasyherramientas.com/soldadura/soldadura-smaw-que-es-y-procedimiento>
- DIMAQ XXI S.L. (1 de Febrero de 2010). *www.dimaq.net*. Recuperado el 2016 de Abril de 30, de DIMAQ XXI S.L.: <http://www.dimaq.net/es/maquinaria/maquinaria-industria/cortadoras-de-dados-mhs/alimentacion-manual/>
- Dipac Manta S.A. (2016). *www.dipacmanta.com*. Recuperado el 30 de Abril de 2016, de DIPAC, Productos de acero: [http://www.dipacmanta.com/index.php?route=product/product&path=60\\_90&product\\_id=82](http://www.dipacmanta.com/index.php?route=product/product&path=60_90&product_id=82)
- Festo Automation, S.A.U. (2008). *www.festo.es*. Recuperado el 10 de Mayo de 2016, de Die Domain konnte nicht nach 'festo.com' relaxed werden.Dieser Fehler kann nur von einem Administrator behoben werden.Failed to relax the domain to 'festo.com'.This error can only be solved by an administrator.
- Festo. (2015). *Festo*. Recuperado el 2 de Mayo de 2016, de [www.festo.com](http://www.festo.com): [https://www.festo.com/cat/es\\_es/products\\_010100](https://www.festo.com/cat/es_es/products_010100)
- Garrigós, J. (19 de 06 de 2016). *Actuadores Neumáticos*. Obtenido de <http://platea.pntic.mec.es>: [http://platea.pntic.mec.es/~jgarrigo/1bch/archivos/3eva/7\\_actuadores\\_neumaticos.pdf](http://platea.pntic.mec.es/~jgarrigo/1bch/archivos/3eva/7_actuadores_neumaticos.pdf)
- Grupo SKF. (s.f.). *www.skf.com*. Recuperado el 02 de Mayo de 2016, de [www.skf.com](http://www.skf.com): <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/bearing-basics/basic-selection-criteria/loads/index.html>
- INGEMECAÍNICA. (2013). *www.ingemecanica.com*. Recuperado el 30 de ABRIL de 2016, de Soldadura de los aceros inoxidables: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn48.html#seccion1>
- Irezabal, Luisa Colina. (2013). *Reducción de tamaño*. Obtenido de [http://sgpwe.izt.uam.mx/files/users/uami/mlci/red\\_tam\\_solidos\\_intro.pdf](http://sgpwe.izt.uam.mx/files/users/uami/mlci/red_tam_solidos_intro.pdf)
- Larburu, Nicolas. (1984). Máquinas prontuario. En N. Larburu, *Maquinas prontuario*. (pág. 443). Madrid : Paraninfo ISBN.

- Maquinaria agroindustrial MIMSA-MIMSA*. (2016). Recuperado el 17 de Mayo de 2016, de MIMSA: <http://www.maquinariamimsa.com.mx>
- Mott, R. (2006). Diseño de elementos de máquinas. En R. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson educación de México.
- Muñoz, M. (2012). *Las pymes en el Ecuador*. Recuperado el 2 de Abril de 2016, de <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1442/5/Capitulo%202.pdf>
- Nicolás, A. S. (2008). Cálculo de la fuerza. En A. S. Nicolás, *Neumática Práctica*. España: Paraninfo .
- Pernett, A. (23 de Junio de 2013). *Procesos de manufactura-UNAD*. Recuperado el 17 de Mayo de 2016, de <http://procemanufactura.blogspot.com/>: <http://procemanufactura.blogspot.com/2013/06/operaciones-de-soldadura.html>
- PRO ECUADOR. (16 de Febrero de 2013). [www.proecuador.gob.ec](http://www.proecuador.gob.ec). Recuperado el 2016 de Mayo de 17, de <http://www.proecuador.gob.ec/compradores/oferta-exportable/metalmecanica/>
- REMA S.A.S. (2012). Recuperado el 02 de Mayo de 2016, de <http://www.rema.com.co/>: <http://www.rema.com.co/cuchillasindustriales.php>
- Schaeffler Technologies AG & Co. KG. (2016). [www.schaeffler.com](http://www.schaeffler.com). Recuperado el 10 de Mayo de 2016, de [http://medias.schaeffler.de/medias/es!hp.ec.br.pr/UC\\*UC205](http://medias.schaeffler.de/medias/es!hp.ec.br.pr/UC*UC205)
- sgpwe.izt.uam.mx*. (2013). Recuperado el 08 de Junio de 2015, de Reducción de tamaño de los alimentos: [http://sgpwe.izt.uam.mx/files/users/uami/mlci/red\\_tam\\_solidos\\_intro.pdf](http://sgpwe.izt.uam.mx/files/users/uami/mlci/red_tam_solidos_intro.pdf)
- SMC International Training. (2003). Caudal de aire y consumo. En *Neumática*. Madrid: Thomson Editores Spain.
- Tagmagroup. (2015). [www.tagmagroup.com.ar](http://www.tagmagroup.com.ar). Recuperado el 02 de Mayo de 2016, de [www.tagmagroup.com.ar: http://www.tagmagroup.com.ar/maquinas-para-la-industria/soldadoras/soldadora-tig-inverter](http://www.tagmagroup.com.ar: http://www.tagmagroup.com.ar/maquinas-para-la-industria/soldadoras/soldadora-tig-inverter)
- Tianjin Oubaige Metal Products. (2013). *Tianjin Oubaige Metal Products Co., Ltd.* Recuperado el 10 de 06 de 2016, de <http://es.made-in-china.com>: [http://es.made-in-china.com/co\\_oubaige/](http://es.made-in-china.com/co_oubaige/)
- TREIF Maschinenbau Gmb H. (2016). *TREIF Maschinenbau Gmb H*. Recuperado el 2016 de Mayo de 17, de <http://www.treif.de>
- UltraSource LLC. (2014). *UltraSource LLC*. Recuperado el 17 de Mayo de 2016, de <http://www.ultrasourceusa.com/>) : <http://www.ultrasourceusa.com/industrial-food-processing-supplies/industrial-food-processing-supplies-cutlery-boning-butcher-knives.html>
- Urschel Laboratories, Inc-Espanol. (2016). *Urschel Laboratories, Inc-Espanol*. Recuperado el 3 de Mayo de 2016, de <http://es.urschel.com/>: [http://es.urschel.com/Model-OC\\_12c59c5a1625650e8ce3579.html](http://es.urschel.com/Model-OC_12c59c5a1625650e8ce3579.html)

Urschel Laboratories, Inc-Espanol. (2016). *Urschel Laboratories, Inc-Espanol*. Recuperado el 3 de Mayo de 2016, de <http://es.urschel.com/>: [http://es.urschel.com/DiversaCut-2110-Dicer\\_d7a70e735a.html](http://es.urschel.com/DiversaCut-2110-Dicer_d7a70e735a.html)

Viloria, J. R. (2001). Motorreductor. En *Motores Eléctricos. Accionamiento de máquinas*. 30 Tipos de motores (pág. 55). Madrid: Thomson Editores Spain.

[www.directodelcampo.com](http://www.directodelcampo.com). (2014). Recuperado el 02 de Junio de 2015, de Directo del campo: <http://www.directodelcampo.com/desctags/Verdura>

[www.infoalimentación.com](http://www.infoalimentación.com). (2012). Recuperado el 04 de Junio de 2015, de Propiedades nutricionales de frutas y hortalizas: [http://www.infoalimentacion.com/documentos/las\\_frutas\\_y\\_hortalizas\\_como\\_alimentos\\_funcionales.asp](http://www.infoalimentacion.com/documentos/las_frutas_y_hortalizas_como_alimentos_funcionales.asp)

[www.jabefitness.com](http://www.jabefitness.com). (2010). Recuperado el 02 de Junio de 2015, de Alimentación Saludable: <https://comidacruda.wordpress.com/2010/11/18/la-informacion-que-te-deberias-conocer-acerca-de-las-frutas/>

## **Anexos.**

### **Anexo 1. Manual para el usuario y mantenimiento de la máquina.**

Leer atentamente este manual antes de usar esta máquina.

#### **Característica de la máquina**



La máquina no funciona con la puerta abierta, está controlado por un micro switch. Durante la operación si se abre la puerta se detendrá por seguridad del usuario.

#### **Control de avance y retroceso del cilindro neumático**



Sistema de mando eléctrico da señales de avance y retroceso al cilindro neumático, lo cual es controlado por un sensor magnético en cada ciclo de avance y retroceso durante el corte de alimentos.



Se utiliza un regulador de caudal de aire para fijar la velocidad de avance del cilindro neumático, dependiendo la cantidad y la dureza de los alimentos a cortar.

#### **Consejos de cómo usar y mantener la máquina**

Información general	Información para la seguridad Identificar las partes Información de los cortes
Antes de empezar los cortes	Preparación de alimentos antes de empezar el corte Conocer la funcionalidad de cada botón
Corte de alimentos	Secuencia para el corte

## **Información para el corte de alimento**

La máquina puede realizar dos tipos de cortes.

- Cubos

Utilizando las cuchillas tipo rejilla y transversal

- Tiras

Utilizando solamente la cuchilla tipo rejilla.

## **Preparación de alimentos para comenzar el cortado.**

Para obtener un buen corte, los alimentos deben estar frescos.

Pelar si los alimentos tienen corteza.

Lavar los alimentos antes de depositar en la máquina.

Colocar los alimentos de una manera adecuada.

## **Cantidad de alimentos**

Se recomienda picar de 1 en 1 los alimentos que presenten dureza para evitar atascamientos.

## **Tipo de alimentos.**

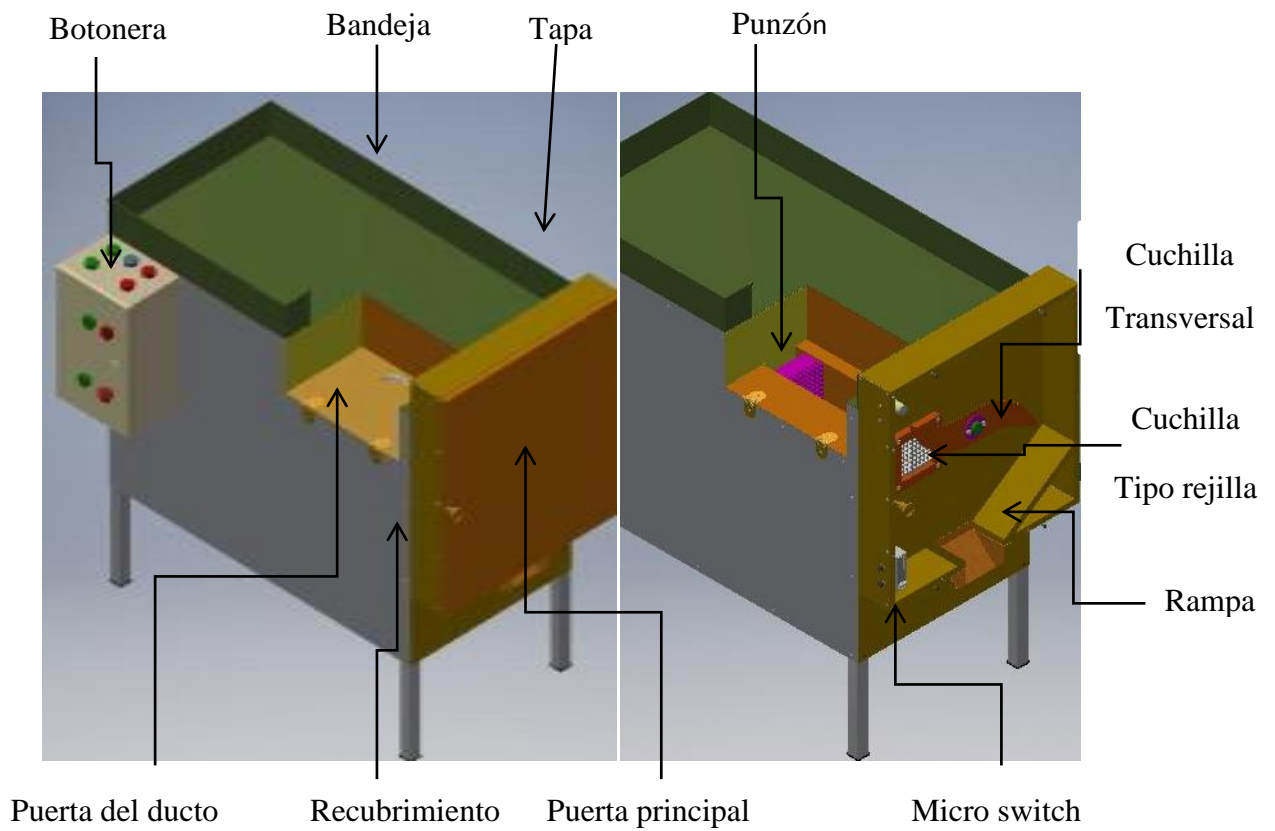
Colocar únicamente los alimentos para el cual fue diseñado la máquina.

**Cuchilla transversal:** zanahoria, cebolla colorada, papas y cebolla larga.

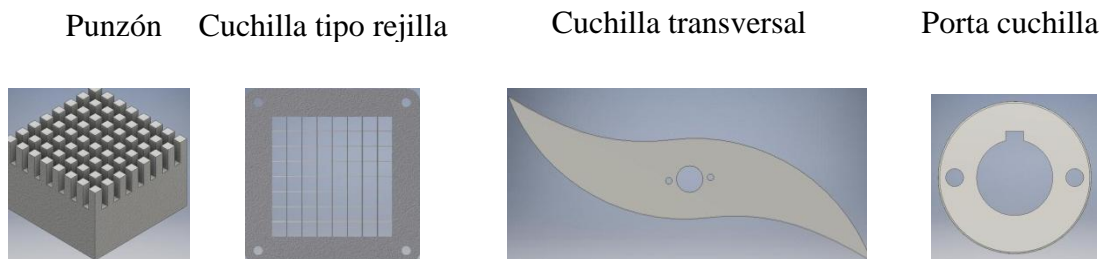
**Cuchilla tipo rejilla:** queso, jamón, y frutas suaves.



### Identificación de partes.



### Accesorios para realizar el corte de alimentos.

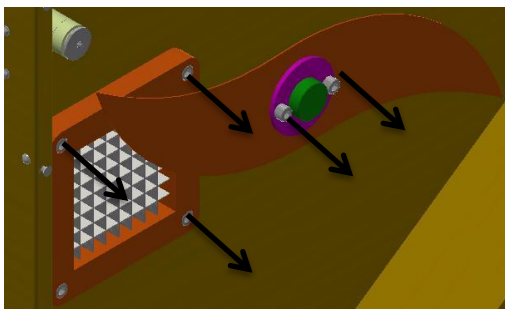


## **Mantenimiento y limpieza.**

Cuando haya finalizado el corte de alimentos.

Desenchufar siempre la máquina para limpiar los accesorios.

1. Remover la cuchilla transversal y la cuchilla tipo rejilla.



2. Lavar con agua
3. Secar los accesorios
4. Colocar nuevamente

## **Especificación.**

<b>Características de la máquina.</b>	
<b>Modelo</b>	DP.UPS2016
<b>Voltaje</b>	220 V/Monofásico
<b>Frecuencia</b>	60Hz
<b>Fases</b>	110-220V
<b>Velocidad</b>	173 RPM
<b>Neumática</b>	6 Bar Max
<b>Peso</b>	80 Kg Aprox
<b>Dimensiones</b>	660x890x1030 mm

